SORIN BURCHIU

Curs
Instalații de încălzire

CURS INSTALATII DE INCALZIRE

CUPRINS

Capitolul 1

CLIMATUL EXTERIOR ŞI MICROCLIMATUL INTERIOR

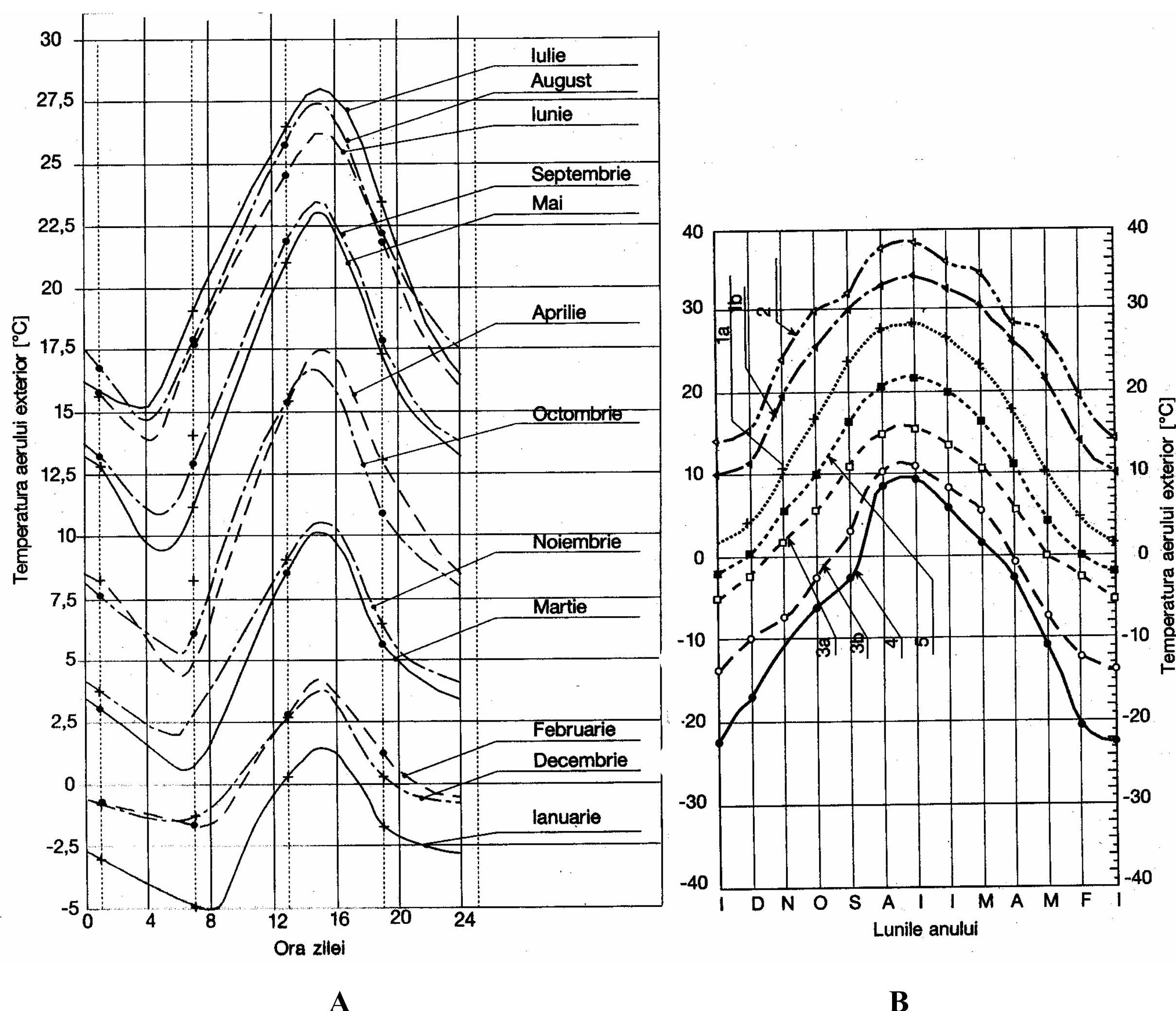
1.1. Climatul exterior

Starea atmosferică a unei zone este definită de principalii factorii meteorologici (temperatura aerului, umiditatea aerului, presiunea atmosferică, vântul, radiația solară, precipitațiile, nebulozitatea atmosferică). Factorii climatici sunt puternic influențați de situația geografică (latitudine, altitudine, vecinătatea unor întinderi mari de apă, a unor masive muntoase, etc.). Factorii climatici sunt variabili, influența acestora asupra clădirilor, deci implicit asupra microclimatului interior este complexă, depinzând de procesele nestaționare de transfer de căldură şi de masă prin clădiri.

Evaluarea climatului exterior este importantă pentru modul în care se concepe o clădire, dar şi pentru dimensionarea şi alegerea sistemelor de realizare şi de menținere a microclimatului interior. Valorile înregistrate de stațiile meteorologice din zonele reprezentative stau la baza întocmirii fişierelor meteorologice şi a valorilor medii utilizate de arhitecți, de inginerii constructori şi cei de instalații.

Temperatura aerului exterior are variații zilnice, respectiv anuale, influențate în principal de căldura primită de la soare. Variația zilnică (figura 1.1.1) este de formă cvasi cosinusoidală, cu minime atinse în timpul iernii în jurul orei 8 şi maxime în jurul orei 14. In România, luna ianuarie este cea mai friguroasă, iar iulie este cea mai călduroasă. Pentru perioada rece, valorile de calcul pentru dimensionarea sistemelor de încălzire provin din fişiere meteorologice cu valori mediate pe perioade mari de timp (20-30 de ani). Temperatura exterioară convențională de calcul este determinată pornind de la evaluarea influenței valorilor ce definesc o iarnă convențională (considerând-se atât valorile temperaturii aerului exterior cât şi durata de apariție a acestora), asupra unui element de construcție convențional (cu o anumită

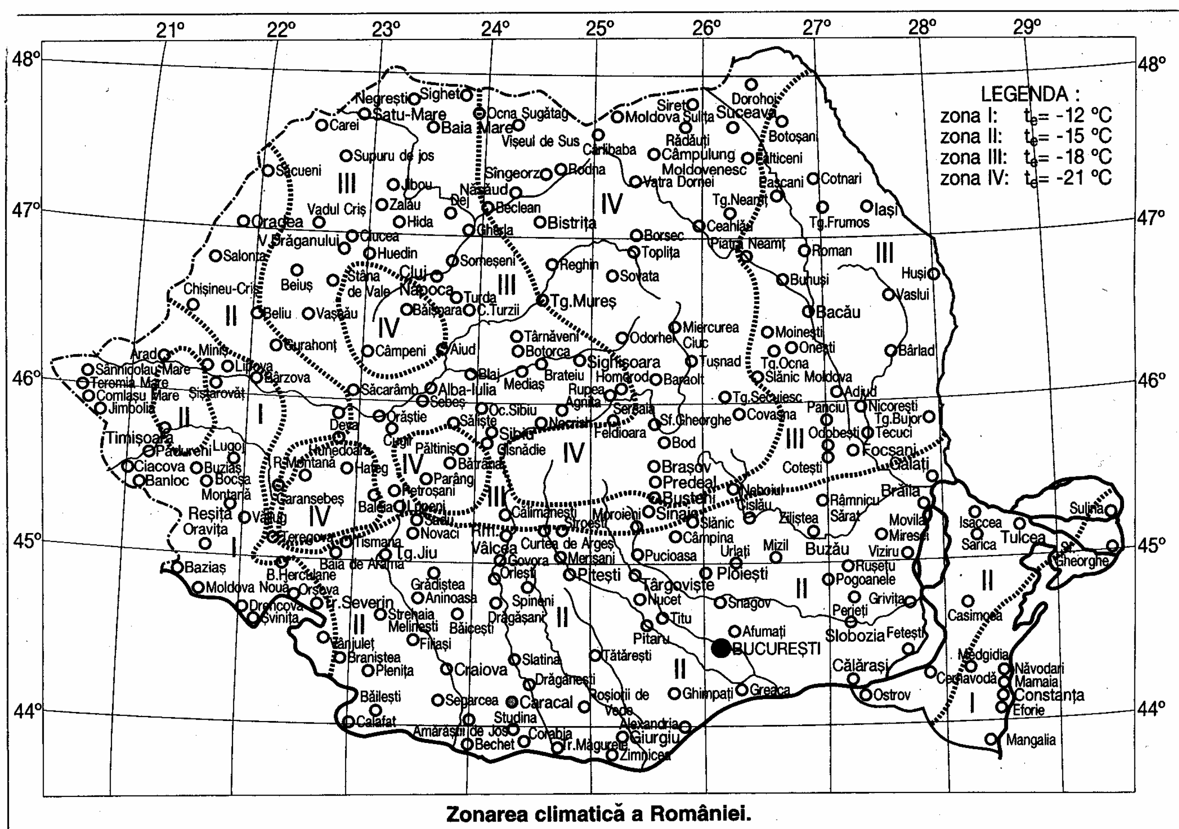
capacitate termică). Valorile obținute reținute (mai mari decât temperaturile ce pot apare în zonele respective) sunt cele care au o durată de apariție suficient de mare



A **B**

Figura 1.1.1 Variația zilnică a temperaturilor medii ale aerului exterior (A) şi variația anuala a temperaturii (B) pentru Bucureşti (1: media maximelor; 2: maxima absoluta; 3: media minimelor; 4: minima absoluta; 5: temperatura medie lunara (media mediilor zilnice). a: valori zilnice; b: valori lunare).

pentru a influența microclimatul din interiorul clădirilor (restul temperaturilor, mai scăzute, au durate de apariție mici şi influența lor este anulată de comportamentul capacitiv al anvelopei clădirilor). Au fost determinate astfel 4 zone climatice pentru harta României (figura 1.1.2), respectiv patru temperaturi convenționale de calcul asociate. Aceste valori se utilizează în corelație cu un coeficient de corecție (m: coeficient de masivitate termică) aplicat în cazul elementelor de construcție cu capacitate termică diferită de cea a elementului de construcție convențional (pentru care s-a determinat temperatura convențională de calcul).



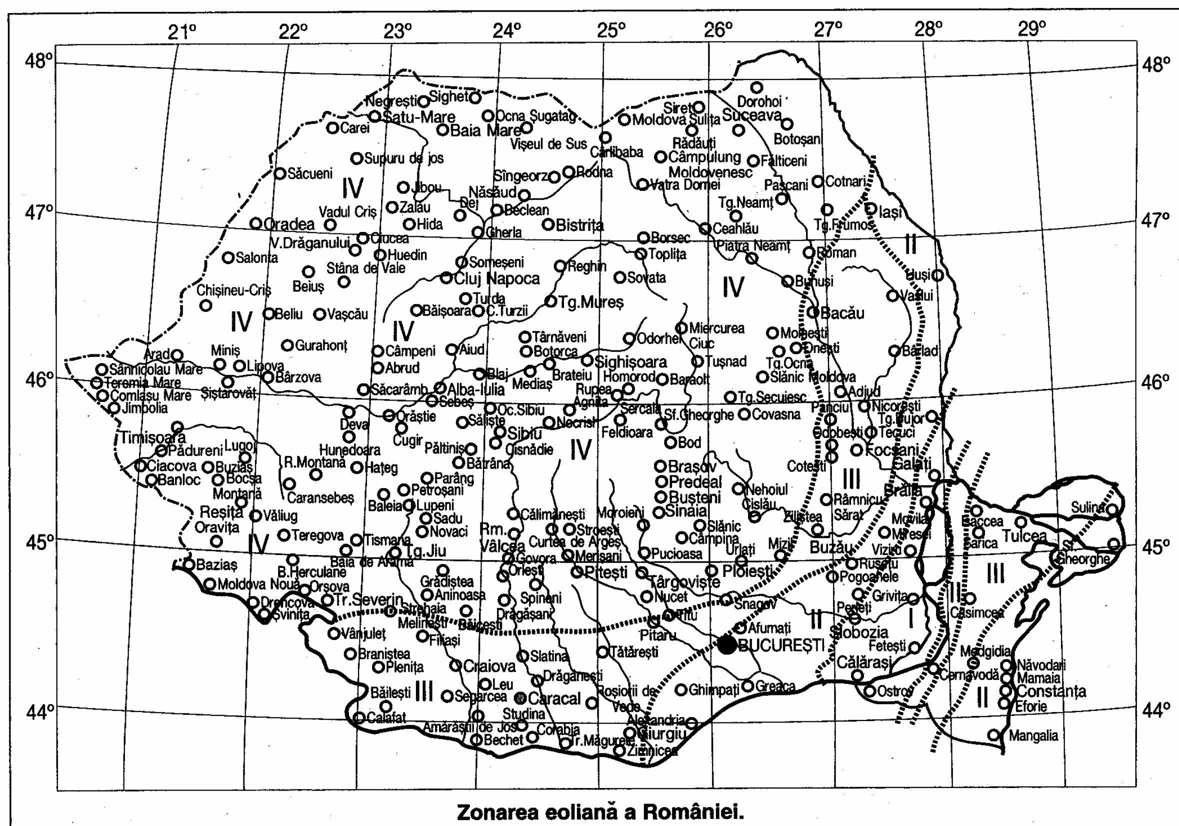
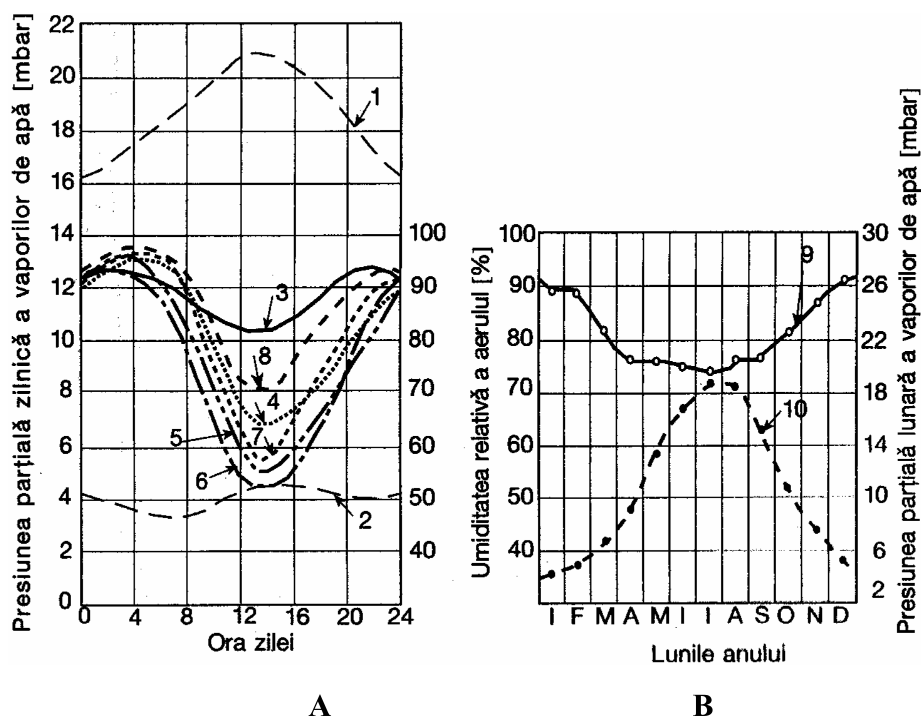


Figura 1.1.2 Harta climatică şi harta eoliană a României (temperaturi exterioare convenţionale de calcul: zona I= -12°C; zona II= -15°C; zona III= -18°C; zona IV= -21°C. Viteze de calcul ale vântului în localităţi / în afara localităţilor: zona I= 8/10 m/s; zona II= 5/7 m/s; zona III= 4,5/6 m/s; zona IV= 4/4 m/s).

Vântul este produs de mişcarea relativă a maselor de aer din atmosferă. Definirea acestui factor meteorologic se face pe baza vitezei (intensităţii), direcţiei şi sensului acestuia. Influenţa vântului asupra clădirilor se manifestă atât asupra debitelor de aer pătrunse în clădiri (ca urmare a câmpului de presiune format în jurul anvelopei clădirii), cât şi asupra răcirii elementelor de construcţie prin convecţie. Valorile de calcul pentru România sunt prezentate în figura 1.1.2.

Umiditatea aerului exterior provine din procesele de vaporizare a apei de pe scoarţa terestră. Valorile înregistrate de staţiile meteorologice sunt prelucrate pentru definirea valorilor de calcul şi valorilor orare ale umidităţii relative. Evoluţia umidităţii aerului exterior se face 'în oglindă' faţă de cea a aerului exterior (figura 1.1.3). Pentru perioada de iarnă, acest parametru influenţează în special transferurile de masă prin anvelopa clădirii.

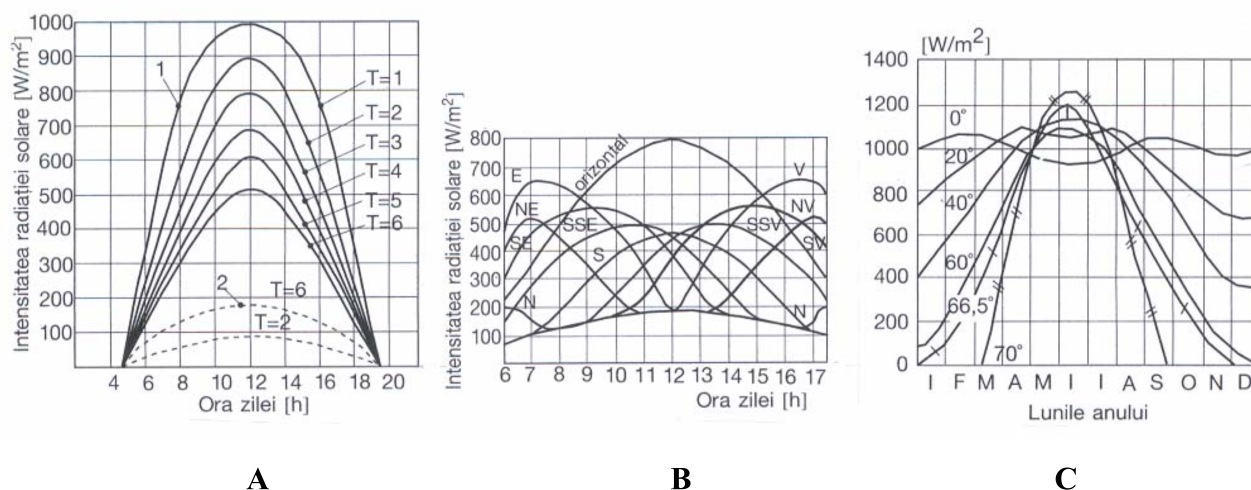


A **B**

Figura 1.1.3 Variaţia zilnică (A) şi variaţia anuală (B) a umidităţii relative a aerului exterior pentru Bucureşti (1: presiunea vaporilor în iulie; 2: idem în ianuarie; 3: presiunea parţială în ianuarie; 4: martie; 5: mai; 6: iulie-septembrie; 7: octombrie; 8: noiembrie; 9: umiditatea relativă; 10: presiunea vaporilor.

Radiaţia solară constituie sursa principală a energiei atmosferice. Radiaţia solară în zilele însorite din sezonul rece contribuie la aporturi importante de căldură în încăperile cu expunere spre S, SE, SV; de asemenea, faţadele mai însorite sunt mai calde, deci pierderile de căldură prin aceste elemente de construcţie sunt mai

mici (datorită temperaturii mai mari şi a gradului de umiditate mai redus). Pentru instalaţiile de încălzire, dată fiind variabilitatea valorică a radiaţiei solare, în calculele de dimensionare nu se consideră efectul însoririi decât prin prevederea unor corecţii aplicate necesarului de căldură al încăperilor cu expunere diferita la radiaţia solară.



A **B** **C**

Figura 1.1.4 Caracteristici ale radiaţiei solare: **A**: Valori ale radiaţiei solare directe şi difuze pentru diferite grade de nebulozitate (T=1: atmosferă curată; T=3...4: atmosfera în oraşe mari; T=4...6: atmosfera în zone industriale); **B**: Radiaţia solară în luna iulie pentru Bucureşti;
C: Energia receptată la nivelul atmosferei, la diverse latitudini.

1.2 Microclimatul în interiorul clădirilor

Microclimatul realizat de sistemele de încălzire, răcire sau climatizare completează şi defineşte rolul de ’adăpost pentru activitățile umane’ al clădirilor față de solicitările mediului exterior. Microclimatul realizat într-o clădire devine din ce în ce mai important în definirea valorii unei clădiri, în corelație cu consumurile energetice implicate şi cu impactul asupra mediului înconjurător.

Noțiunea mai generală de confort resimțit într-o ambianță interioară de către o persoană este o noțiune complexă care depinde de mai mulți factori, dintre care se pot menționa cei mai importanți:

- lipsa senzației de cald sau de rece (confort termic),
- compoziția chimică a aerului respirat,
- luminozitatea realizată în incintă (confort optic),
- nivelul de zgomot, nivelul de vibrații (confort acustic),
- factori estetici, etc.

Instalațiile de încălzire pot să realizeze doar o parte din condițiile necesare de confort termic (acționând direct sau indirect asupra temperaturii aerului interior, temperaturii suprafețelor delimitatoare şi vitezei curenților de aer generați de aparatele terminale).

Particularitățile organismului uman

Confortul termic poate fi definit prin ’lipsa senzației de cald sau de rece’ resimțită de o persoană cu anumite caracteristici (vârstă, sex, greutate, înălțime, stare de sănătate, stare psihologică, cultură), care depune o anumită activitate sau care este în repaus şi care poartă o anume îmbrăcăminte; această senzație reflectă o stare de echilibru termic a corpului omenesc (adică egalitatea între căldura internă produsă în organism în urma proceselor metabolice şi căldura evacuată spre exteriorul corpului, în scopul menținerii temperaturii corpului la valori optime), fără solicitarea excesivă a sistemului termoregulator al organismului.

Asigurarea în bune condiții a vieții celulare a corpului omenesc implică păstrarea constantă a temperaturii acestuia, la valorile necesare. Pentru aceasta,

organismul uman produce prin arderi (oxidarea alimentelor în sistemul digestiv) un flux de energie care este utilizat pentru a efectua lucru mecanic, iar diferența (mult mai mare) este disipată în exteriorul corpului sub formă de căldură. Starea de echilibru termic a corpului uman poate fi scrisa sub forma :

$$M = M_{th} + L \qquad (W) \qquad (1.2.1)$$

In care: M - fluxul de energie produs de organism (metabolismul) (W),

M_{th} - fluxul de energie disipat spre exterior sub formă de căldură (W),

L - puterea consumată de organism pentru a produce lucru mecanic în diferite activități (W).

Fluxul de energie produs de organism în stare de repaos poartă numele de ***metabolism*** (în repaos L = 0, iar metabolismul este egal cu căldura disipată). Valoarea acestor fluxuri depinde în general de intensitatea activității fizice; metabolismul bazal este însă o constantă fiziologică.

Eliminarea căldurii metabolice a corpului se face prin diferite forme:

■ *căldură sensibilă*, datorată diferențelor de temperatură între corp şi ambianță (schimburi de căldură prin radiație, convecție şi conducție) şi

■ *căldură latentă* conținută în vaporii de apă eliminați de organism (prin respirație, perspirație şi transpirație) (figura 1.2.1).

In condiții normale, mai mult de 50% din pierderile de căldură se realizează spre aer (prin convecție şi transferuri de căldură latentă), până la 35% pe cale radiativă şi 6% prin alimentele ingerate; pierderile prin conducție (contact) sunt în general neglijabile (sub 1%).

Procesele prin care corpul uman se adaptează pentru menținerea temperaturii sale interne sunt comandate de sistemul termoregulator al organismului (*'termoreglare fiziologică'*). Acesta are posibilitatea de a modifica intensitatea diferitelor fluxuri, prin mecanisme diverse: ►intensificarea sau diminuarea circulației sângelui (vasodilatație sau vasoconstricție– deschiderea sau închiderea unor vase capilare-, care conduce la modificarea debitului de fluid caloportor-sângele- şi a suprafeței de schimb de căldură şi deci la modificarea temperaturii

pielii), ►modificarea schimburilor de căldură latentă- prin perspirație şi transpirație, respectiv ►producerea de energie -în situații limită de frig, prin tremurat.

O altă cale de adaptare a corpului uman este cea comportamentală ('termoreglare comportamentală') realizată prin schimbarea poziției, a activității, a îmbrăcăminții, prin ingerarea de alimente calde sau reci, prin utilizarea "adăposturilor" (clădirilor) şi a sistemelor de microclimat aferente.

Suprasolicitarea sistemului termoregulator conduce la senzație de cald sau de frig şi deci la inconfort. Depăşirea limitelor posibile de termoreglare duce deasemenea la hipo sau hipertermie sau chiar la îmbolnăvire.

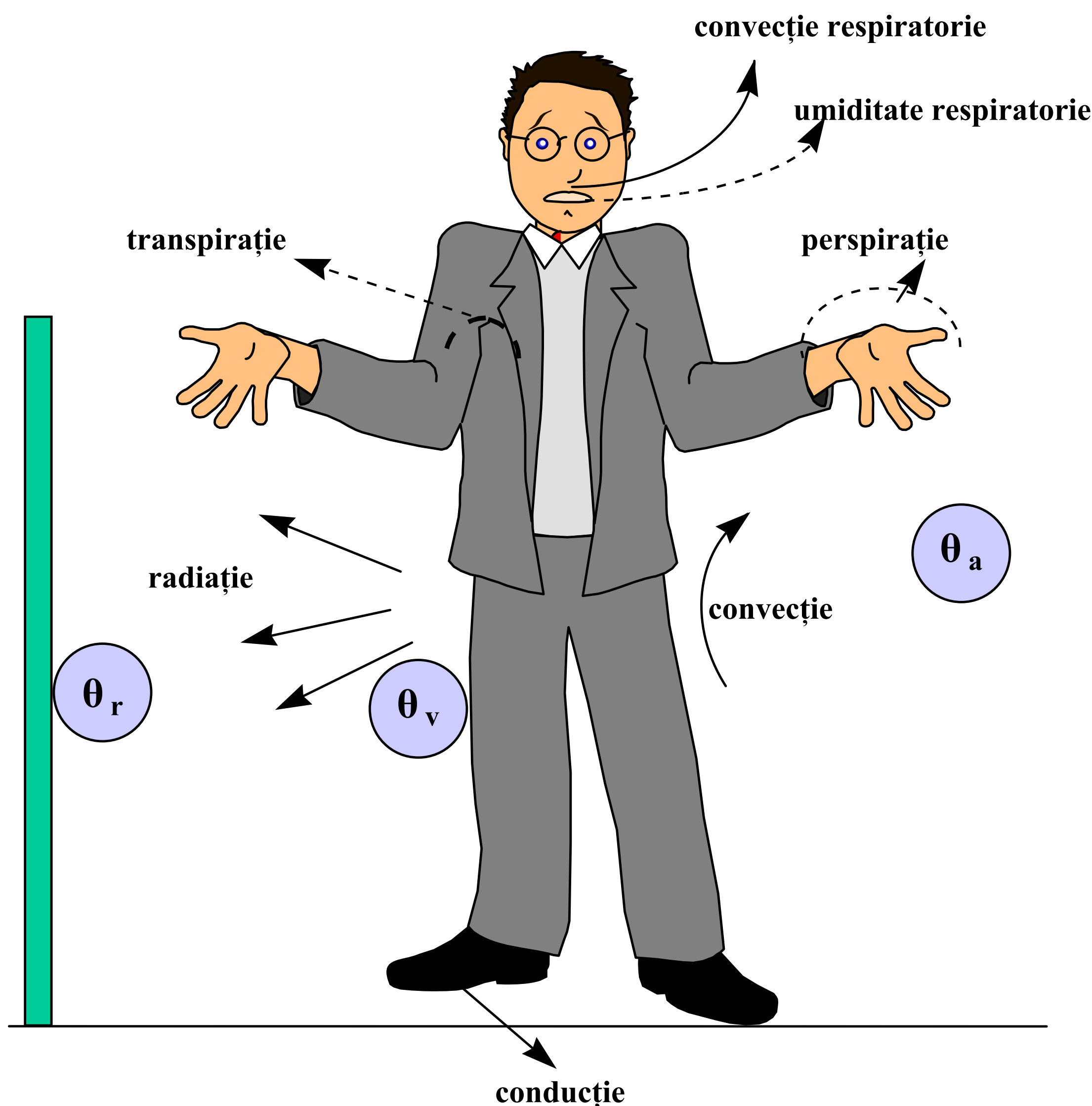


Figura 1.2.1 Moduri de eliminare a căldurii metabolice (**θ_r**: temperatura suprafetelor reci; **θ_c**: temperatura corpului; **θ_a**: temperatura aerului).

Condiții necesare de microclimat

Starea de confort termic este influențată de 6 parametri: doi parametri care definesc ***persoana*** (metabolismul şi îmbrăcămintea purtată) şi alți patru care definesc din punct de vedere termic ***ambianța*** (încăperea) respectivă. Aceşti factori sunt:

- temperatura aerului interior θ_i;
- temperatura superficială a elementelor interioare ce delimitează încăperea (temperatură exprimată global prin valoarea medie- ponderată cu suprafața- denumită temperatură medie de radiație a încăperii θ_{mr});
- gradul de umiditate al aerului interior (exprimat prin umiditatea relativă a aerului φ_i);
- viteza curenților de aer din încăpere v_i.

▬ *Temperatura aerului interior θ_i*

Temperatura aerului este un factor de influență important pentru confortul resimțit de organismul uman. Temperatura aerului reprezintă de asemenea şi factorul asupra căruia acționează cu preponderență instalațiile de încălzire. Valoarea temperaturii aerului interior acționează în principal asupra mărimii schimburilor de căldură prin convecție între corpul omenesc şi ambianță şi de asemenea, indirect, asupra valorii schimburilor prin căldură latentă.

Valoarea necesară a temperaturii aerului interior pentru starea de confort termic este mai mare pentru o persoana lejer îmbrăcată şi care se afla în repaos, pe când pentru o persoana care efectuează o activitate care presupune efort fizic mai mare, având un grad de îmbrăcare mai ridicat, temperatura aerului interior trebuie să fie mai mică.

Corpul omenesc este sensibil la variații mici ale valorii θ_i. Neuniformitatea temperaturii aerului, atât în plan orizontal (produsă în principal de curenții de aer convectivi ce se dezvoltă pe suprafețele reci, slab izolate termic, sau datorită infiltrațiilor de aer rece din exterior, respectiv de neuniformitatea generată de aparatele de încălzire), cât şi în plan vertical (variație produsă datorită stratificării termice a aerului) poate produce senzații de disconfort (ecartul cap- gleznă admis in încăperile cu cerințe deosebite de confort nu trebuie să depăşească 1,5°C, iar în plan

orizontal abaterile faţă de temperatura medie nu trebuie să depăşească -0,5°C până la +1°C) [1].

Variaţia temporală, produsă în special de funcţionarea sistemului de încălzire, este considerată satisfăcătoare pentru -0,5°C până la +1°C faţă de temperaturile prescrise ale aerului interior în clădirile civile (-1,0°C până la +2°C în încăperile de producţie) [1].

Valorile normate pentru $\boldsymbol{\theta_i}$ sunt dependente de tipul activităţii desfăşurate [2]. Sunt de asemenea implicate şi diferenţe culturale şi comportamentale (pentru acelaşi caz, în Franţa şi Anglia se indică 19°C, în Germania 20°C, iar în SUA valori mai mari 21-22°C).

—*Temperatura superficială a elementelor ce delimitează încăperea* $\boldsymbol{\theta_{si}}$

Într-o încăpere sunt în general 3 tipuri de suprafeţe, funcţie de nivelul temperaturii medii ale acestora:

- *suprafeţe reci* (pentru care temperatura medie a suprafeţei interioare este mai scăzută decât temperatura aerului interior - de exemplu ferestrele şi alte elemente de construcţie în contact cu aerul exterior).

- *suprafeţe calde* (cu temperatură mai mare decât temperatura aerului – de exemplu suprafeţele aparatelor de încălzire sau suprafeţele pereţilor care primesc căldură prin radiaţie de la un aparat de încălzire).

- *suprafeţe neutre* termic (cu temperatura aproximativ egală cu temperatura aerului).

Din punct de vedere convectiv, suprafeţele calde (respectiv aparatele de încălzire) generează curenţi de aer ascendenţi, fie ca strat limită cald, fie ca ”panaş” termic, fie ca jet de aer cald. Suprafeţele reci generează curenţi de aer descendenţi (straturi limită reci), care pot ajunge până pe pardoseală. Diferenţele mari de temperatură între aer şi suprafeţele delimitatoare (respectiv suprafeţele de încălzire) conduc la o stratificare verticală importantă a aerului.

Din punctul de vedere al schimburilor radiative, suprafeţele calde (respectiv aparatele de încălzire) transferă căldură spre corpul uman şi spre celelalte suprafeţe mai reci, în timp ce suprafeţele reci primesc căldură de la suprafeţele aparatelor

încălzitoare şi de la corpul uman. Corpul uman este caracterizat de temperaturi superficiale diferite, funcție de zona corpului, gradul de îmbrăcare şi de rezistența termică a acesteia, precum şi de acțiunea sistemului termoregulator, temperaturile fiind în general mai mari decât temperatura suprafețelor reci. Pielea umană este caracterizata de valori foarte mari ale absorbtivității, respectiv emisivității de radiatie (≈0,97) şi deci transferurile radiative sunt importante. Fluxurile radiative schimbate de corpul uman cu suprafețele înconjurătoare au valori limită impuse de realizarea confortului termic. Pentru evitarea fenomenului de 'radiație rece', în încăperile cu cerințe deosebite se limitează diferența de temperatură între aerul interior şi suprafețele delimitatoare opace interioare ($\boldsymbol{\theta_i - \theta_{si}}$) – conform valorilor indicate in tabelul 1.2.1. Pentru suprafețele vitrate (la care nu se poate îmbunătăți rezistența termică decât prin schimbarea tipului de fereastră sau de geam), se aplică o corecție pentru mărirea temperaturii aerului (a se vedea capitolul 2.2.1) prin care se compensează pierderile radiative prin micşorarea pierderilor convective ale corpului.

Si fluxurile radiative receptate de corpul omenesc pot afecta confortul termic: valori limită admisibile pentru fluxul radiant asupra capului sunt utilizate pentru verificările soluțiilor alese în cazul încălzirii prin radiație cu suprafețe radiante amplasate la partea superioara a încăperilor (tabelul 1.2.2).

Tabelul 1.2.1 Diferențe maxime de temperatură între aerul interior şi suprafețele delimitatoare interioare, admise pentru evitarea fenomenului de radiație rece.

DESTINATIA CLADIRII	$\theta_i - \theta_{si}$ (°C)		
	PERETI	TAVANE	PARDOSELI
Clădiri de locuit, cămine, internate. Spitale, policlinici. Creşe, gradinițe. Şcoli, licee.	4	3	2
Alte clădiri social culturale	4,5	3,5	2,5
Clădiri de producție cu regim normal de umiditate.	6	4,5	3

Tabelul 1.2.2 Valori maxime admisibile ale intensității de radiație asupra capului.

Temperatura aerului interior (°C)	12	15	18	20
Intensitatea admisibilă (W/m^2)	45	32	19	13

Pentru schimburile radiative, câmpul de temperaturi superficiale dintr-o încăpere este reprezentat simplificat printr-o valoare medie numită *temperatură medie de radiație* $\boldsymbol{\theta_{mr}}$, calculată ca medie ponderată cu suprafața a temperaturilor medii superficiale ale suprafețelor delimitatoare interioare ale încăperii.

Pentru verificarea condițiilor impuse (fie pentru evitarea fenomenului de radiație rece, fie pentru valoarea maximă a temperaturii suprafețelor încălzitoare), se vor lua în calcul temperaturile medii ale suprafețelor respective.

Alături de valoarea θ_{mr} , care trebuie să fie situată la valori suficient de mari (apropiate de valorile temperaturii aerului interior), neuniformitatea spațială a temperaturilor superficiale poate constitui un factor de disconfort, mai ales atunci când există o suprafață cu temperatură substanțial diferită (mai rece sau mai caldă) decât a celorlalte. Un efect asemănător este realizat şi atunci când suprafețele reci şi cele calde sunt plasate în opoziție, iar persoanele se găsesc între cele două suprafețe. Valorile prescrise indică pentru încăperile prevăzute cu corpuri de încălzire, ocupate pe perioade mari, în zona perimetrală, diferențe maxime ale temperaturii radiante semisferice (sub un unghi solid de 180°), de 10°C (de o parte şi de alta a unui plan vertical), respectiv de 5°C (de o parte şi de alta a unui plan orizontal) [1].

Gradul de umiditate al aerului interior (exprimat prin umiditatea relativă a aerului $\boldsymbol{\varphi_i}$) reprezintă un factor mai puțin sesizat ca atare de organismul uman. Acest factor influențează asupra schimburilor latente de căldură ale organismului.
Variații ale valorilor umidității relative ale aerului între 30 şi 60% sunt practic nesesizate de corpul uman. In afara acestor limite pot apare însă:

- senzații de uscăciune la nivelul mucoaselor, creşterea nivelului electricității statice, creşterea sensibilității la fumul de țigară, creşterea concentrației de praf şi de bacterii în aer, respectiv
- senzații de zăpuşeală (mai ales în asociere cu temperatura mai ridicată a aerului), dezvoltarea microbiană accelerată, apariția condensului pe suprafețele reci.

Viteza curenților de aer din încăpere $\boldsymbol{v_i}$ este sesizată de organism mai ales atunci când curenții de aer sunt reci şi îndreptați spre anumite zone ale corpului (de

exemplu spre zona capului). Viteza relativă a curenților de aer în raport cu corpul uman trebuie sa fie mică dacă persoanele sunt în repaos şi cu grad de îmbrăcare redus (valori între 0,15-0,2 m/s). Pentru activitate intensă, cu corpul cu grad de îmbrăcare mai mare, viteza aerului poate ajunge până la valori de 0,5 m/s). Lipsa curenților de aer (viteze mai mici de 0,08 m/s) poate conduce la senzația de aer stagnant.

Influența factorilor de confort termic nu poate fi analizată separat: definirea confortului pentru o persoană implică analiza tuturor factorilor menționați.

Deoarece fluxul convectiv şi cel radiant sunt proporționale cu diferența dintre temperatura îmbrăcămintii şi temperatura aerului, respectiv cea medie de radiație, se poate defini o temperatură rezultantă, ca medie aritmetică dintre temperatura aerului şi temperatura medie de radiație: $\theta_{rez}= (\theta_a + \theta_r)/2$. Astfel, se poate aproxima că pentru o valoare constantă de $\theta_{rez} = 20°C$ se obține acelaşi grad de confort interior, indiferent de combinația valorilor θ_a şi θ_r (cu anumite limite totuşi pentru θ_a). Rezultă astfel că, dacă din condiții de slabă izolare termică a pereților sau datorită unor suprafețe vitrate mari, θ_r scade la 15°C, pentru a obține acelaşi confort ca în cazul $\theta_a = \theta_r = \theta_{rez} = 20°C$, temperatura aerului trebuie să crească la 25°C. Acest fenomen este cunoscut sub numele de ”efect de perete rece”. Invers, dacă o încăpere este încălzită prin radiație, deci pentru care θ_r este mai ridicat, se poate reduce valoarea temperaturii aerului interior, obținând acelaşi confort interior, dar în condiții superioare din punct de vedere al metabolismului.

Un efect important asupra confortului termic este pus în evidență dacă se analizează combinația de valori θ_a - φ_a. Astfel, pentru o temperatură a aerului dată, există o limită a umidității relative interioare peste care apare senzația de zăpuşeală. In tabelul prezentat sunt indicate valorile umidității relative maxime, corespunzătoare unor temperaturi interioare ale aerului.

Tabelul 1.2.3 Valorile maxime ale umidității relative ale aerului interior.

θa (°C)	22	23	25	26	27
$\varphi_{a,max}$ (%)	70	66	60	56	50

Evaluarea confortului termic

Evaluarea confortului termic realizat de o anumită ambianță este necesară pentru mai multe scopuri: ◙ caracterizarea predictivă a calității microclimatului termic realizat într-o anumită ambianță, respectiv compararea mai multor ambianțe; ◙caracterizarea condițiilor dintr-o ambianță dată, pe baza valorilor măsurate.

Mai multe modele de confort au fost elaborate de-a lungul timpului în diferite țări. Criteriile de evaluare a confortului prevazute în norma ISO EN 7730 – 1995, şi care se referă la ambianțele termice moderate, sunt:

►Metoda **temperaturii operative** : reprezintă o metodă simplificată de evaluare care prevede determinarea temperaturii 'operative' a încăperii, cu relația:

$$\theta_o = A\theta_a + (1 - A)\theta_{mr} \qquad (1.2.2)$$

in care θ_o : temperatura operativă (°C)

θ_a : temperatura aerului (°C)

θ_{mr} : temperatura medie de radiatie (°C)

A : coeficient funcție de viteza aerului (-)

v_{aer} (m/s)	<0,2	0,2-0,6	0,6-1,0
A	0,5	0,6	0,7

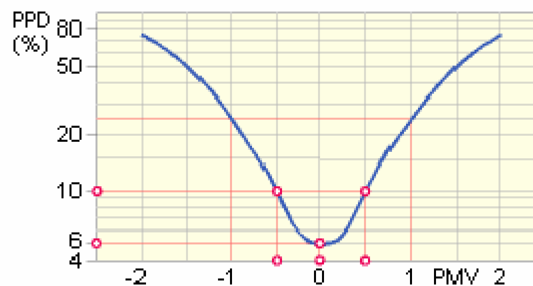
Criteriul de performanță pentru încăperi cu cerințe ridicate de confort este indicat în anexa D a normei ISO 7730 şi în SR EN 12831.

► **PMV: opțiunea medie previzibilă** (Predicted Mean Vote) a unui grup reprezentativ de persoane asupra senzației de confort termic resimțit într-o anumită ambianță. Cercetări experimentale pe un mare număr de subiecți au permis evaluare unui indice în funcție de care se poate stabili senzația posibilă de disconfort. Această valoare se poate calcula pe baza următoarelor date:

-date privind persoana: metabolismul, activitatea desfăşurată, rezistența termică a îmbrăcăminții, gradul de îmbrăcare, temperatura corpului;

-date privind încăperea: temperatura aerului , temperatura medie de radiație, viteza aerului, presiunea parțială a vaporilor de apă din aer, coeficientul de transfer convectiv corp-aer.

PMV	Senzația termică
+3	foarte cald
+2	cald
+1	uşor cald
0	neutru
-1	uşor rece
-2	rece
-3	foarte rece



A **B**

Figura 1.2.2 A. Scala senzațiilor de confort sau de disconfort, după valoarea PMV;
B. Corelația între indicii PPD si PMV.

In figura 1.2.2-A se arată corespondența dintre optiunea medie previzibilă calculată şi senzația de confort.

►**PPD: procentul estimat de nemulțumiți** (Predicted Percentage of Dissatisfied) determină, plecând de la indicele PMV determinat pentru o anumită ambianță, procentul de persoane nemulțumite de climatul artificial, adică a acelora care au avut o opțiune (PMV) de ±3 sau ±2 (persoanele care au avut opțiunea 0 sau ±1 au fost considerate mulțumite).

Criteriile de performanță pentru încăperi cu cerințe ridicate de confort sunt:

$-0{,}5 \leq PMV \leq +0{,}5$, respectiv $PPD \geq 10\%$.

Se remarcă din graficul prezentat în figura 1.2.2-A că datorită diferențelor interpersonale, pentru un PMV=0, rămân încă 5% persoane nemulțumite de climat.

1.2.3 Moduri de gestionare a microclimatului

Gestionarea microclimatului interior se realizează în scopul realizării şi menținerii parametrilor necesari în condițiile unui consum energetic cât mai redus. Aceste tehnici de gestionare se bazează în primul rând pe utilizarea sistemelor de gestionare automată pentru realizarea şi menținerea microclimatului necesar.

Programele de gestiune stabilesc valorile presetate ale temperaturilor necesare dintr-o ambianță, în corelare cu ora zilei, activitatea depusă în încăpere, programul de utilizare a încăperii, etc. In aceste programe se definesc diferite nivele presetate de temperatură a aerului interior (regim normal, respectiv regim redus- de noapte, de sfârşit de săptămâna, de vacanta, etc) şi intervalele orare presetate pentru aceste regimuri termice.

Efectul inerției termice a clădirii (a elementelor de construcție în contact cu exteriorul, a elementelor de construcție interioare, a mobilierului), precum şi a sistemului de încălzire aferent (centrala termică, conductele de distribuție, aparatele de încălzire) peste care se suprapun influența variabilă a climatului exterior, a surselor interioare de căldură şi a programelor de gestionare, conduc la evoluții complexe, dificil de anticipat.

Soluțiile utilizate se referă la sisteme de gestionare automată autoadaptative (care determină după o anumită perioadă de funcționare răspunsul dinamic al clădirii). Aceste echipamente pot extrapola rezultatele înregistrate pentru a realiza automat comenzi optimizate, prin care consumurile energetice sa fie minimizate. Aceste funcții se referă în principal la determinarea orei de repunere în funcțiune a sistemului de încălzire (după o perioadă de regim redus), respectiv a orei de întrerupere a alimentării cu căldura (sau de trecere la regimul redus).

Capitolul 2. CLĂDIREA

Clădirile reprezintă adăposturi create de om pentru protejarea față de condițiile climatului exterior. Clădirile reprezintă ansambluri complexe, compuse din elementele care alcătuiesc construcția şi din sisteme şi instalații pentru asigurarea diverselor utilități (microclimat interior, alimentare cu apă, canalizare, iluminat, electricitate, etc.), create pentru realizarea unor condiții diverse de utilizare, la adăpost de climatul din exterior. Modul de realizare al clădirilor trebuie să corespundă atât din punct de vedere structural, cât şi din punct de vedere al funcțiunilor realizate în interior, luând în considerare condițiile climatice din zona respectivă, criteriile funcționale, economice, estetice, etc. precum şi cele de impact minim asupra mediului.

2.1. Concepția termică a clădirilor

2.1.1. Transferul termic

Condiționări importante asupra concepției clădirilor sunt derivate din necesitatea realizării microclimatului interior, în condiții de confort termic (sau în condițiile impuse prin criterii tehnologice), cu consumuri energetice cât mai reduse.

Pornind de la realizarea funcțiunilor clădirii, concepția termotehnică este la fel de importantă ca şi cea structurală. Este recunoscut faptul că nu în orice tip de clădire (încăpere) pot fi realizate, întotdeauna, criteriile dorite de confort; cu atât mai mult, nu orice instalație de microclimă (încălzire, ventilare sau de aer condiționat- IVAC) este potrivită pentru orice clădire, atât din punctul de vedere al microclimatului realizat, cât şi din cel al consumurilor energetice implicate.

Cel mai adesea, în concepția clădirii trebuie să se ia în considerare performanțele posibile (funcționale şi energetice) ale sistemelor IVAC, pentru realizarea unor soluții durabile, eficiente energetic şi ambiental şi cu impact minor asupra mediului înconjurător. Concepția arhitecturală a acestora trebuie sa fie strâns legată de legile fizice ale transferului de căldură şi de masă din clădire, precum şi de performanțele echipamentelor şi sistemelor de instalații existente.

Din punct de vedere termoenergetic, concepţia şi proiectarea clădirilor are ca obiective satisfacerea următoarele exigenţe de performanţă pentru perioada de iarnă (conform [3]):

1. realizarea valorilor minime normate pentru rezistenţele termice ale elementele de construcţie (din criterii economice şi de confort termic).
2. absenţa pericolului de apariţie a condensului pe suprafaţa interioară a elementelor de construcţie (cu excepţia celor vitrate).
3. absenţa acumulării de apă (provenită din condensare) de la an la an în structura elementelor de construcţie şi limitarea gradului de umiditate a acestora.
4. realizarea valorilor normate pentru stabilitatea termică a elementelor de construcţie inerţiale şi pe ansamblul fiecărei încăperi.
5. realizarea valorii normate pentru coeficientul global de izolare termică pe ansamblul clădirii.

Aceste verificări sunt efectuate de proiectanţii de specialitate (arhitecţi, ingineri constructori, ingineri de instalaţii). Condiţiile enunţate se referă numai la perioada de iarnă, cu excepţia condiţiei 4, care trebuie verificată de asemenea şi pentru perioada de vară (pentru dimensionarea instalaţiilor de ventilare şi climatizare).

■ *Verificarea realizării valorii minime normate pentru rezistenţa termică a elementelor de construcţie.*

Verificarea constă în compararea rezistenţei termice globale corectate R'_0 cu rezistenţa termică necesară R_{0nec}, pentru fiecare element de construcţie. Condiţia de conformitate este:

$$R'_0 \geq R_{0nec} \text{ ,} \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.1)$$

■ *Rezistenţa termică globală corectată a unui element de construcţie* $\boldsymbol{R'_0}$

Se consideră un element de construcţie multistrat, considerat infinit, compus din straturi alcătuite din materiale omogene şi izotrope, aşezate perpendicular pe direcţia fluxului termic, situat între două medii fluide caracterizate de potenţiale termice (temperaturi) diferite, în regim termic stabilizat (fig 2.1.1).

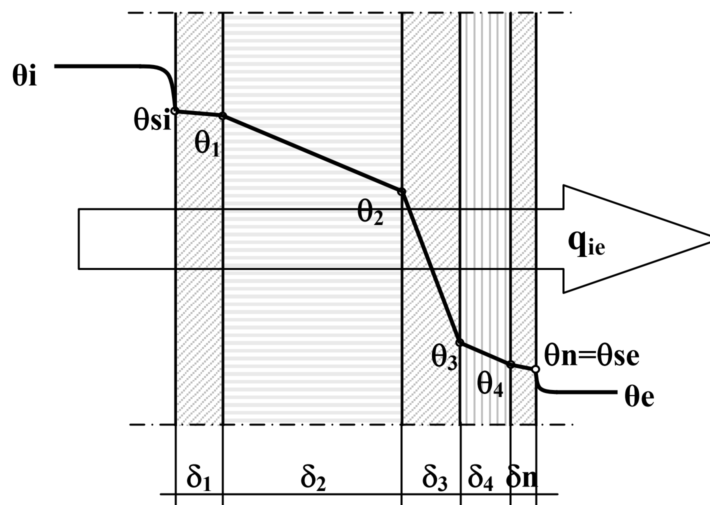


Figura 2.1.1 Variația temperaturii în regim staționar pentru un element de construcție multistrat

Rezistența la transfer termic a stratului j al elementului de construcție se determină cu relația:

$$R_j = \frac{\delta_j}{\lambda_j b_j}, \quad (m^2K/W) \tag{2.1.2}$$

în care:

δ_j - grosimea stratului j (m)

λ_j- conductivitatea termică a materialului stratului j, (W/m K)

b_j – factor de calitate al materialului (care ia in considerare modificarea in timp a caracteristicilor materialului).

- *Rezistența la transfer termic a elementului de construcție* format din n straturi, la trecerea fluxului termic paralele este:

$$R_{1-n} = \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j b_j}, \quad (m^2K/W) \tag{2.1.3}$$

- *Rezistența globală la transfer termic a elementului de construcție multistrat:* reprezintă rezistența la transfer termic calculată prin includerea rezistențelor superficiale la transfer termic la interfața cu mediile fluide delimitatoare; pentru elementele de construcție formate din mai multe straturi omogene plane, în cazul în care direcția fluxului termic este perpendiculară pe suprafața

straturilor, rezistența termică globală a elementelor de construcție se calculează cu relația:

$$\mathbf{R_o=R_i+R_{1-n}+R_e}, \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.4)$$

în care: R_i, R_e sunt rezistențele superficiale la transfer termic, la interior, respectiv exterior.

$$R_i=\frac{1}{\alpha_i}, \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.5)$$

$$R_e=\frac{1}{\alpha_e}, \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.6)$$

α_i – coeficientul de transfer termic superficial la interior (W/ m^2 K)

α_e – coeficientul de transfer termic superficial la exterior (W/ m^2 K)

Coeficienții de transfer termic superficial α se calculează cu relația:

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{rad}, \qquad (W/m^2K) \qquad (2.1.7)$$

unde:

- α_{cv} reprezintă coeficientul de transfer termic convectiv , determinat uzual cu ajutorul relațiilor criteriale corespunzătoare tipului de convecție, regimului de mişcare etc.;
- α_{rad} reprezintă coeficientul de transfer termic radiativ:

$$\alpha_{rad} = \varepsilon_{12}\sigma\frac{\left(T_1^4 - T_2^4\right)}{\left(T_1 - T_2\right)}, \qquad (W/m^2K) \qquad (2.1.8)$$

in care ε_{12} reprezintă coeficientul de emisivitate redus al sistemului;

- pentru un sistem corp şi înveliş:

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}, \qquad (-) \qquad (2.1.9)$$

iar $\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \frac{W}{m^2K^4}$ reprezintă constanta Stefan-Boltzmann.

- *Rezistența termică medie corectată a unui element de construcție* ține cont de comportarea reală a unui element de construcție. Aceasta valoare, mai mică decât valoarea rezistenței teoretice a elementului de construcție, este influențată de neomogenitatea materialelor componente, de neomogenitatea realizării elementului de construcție, de defectele de realizare şi de efectele de margine. Evaluarea valorii reale a acesteia este dificilă, însă pentru calculele

practice se pot estima coeficienți de degradare a valorii rezistenței termice, datorată diferitelor influențe, care se aplică asupra zonelor (suprafețelor) respective sau se consideră uniform repartizate pentru întreaga suprafața a elementului de construcție.

Rezistențele la transfer termic anterior prezentate se referă la elemente de construcție fără efecte de margine (infinite), alcătuite din materiale omogene. Structura elementelor de construcție este în realitate diferită, datorită prezenței unor elemente cu rezistență termică diferită, precum şi a unor zone de accentuare a fluxurilor termice. Aceste zone sunt denumite *punți termice*.

Puntea termică *reprezintă o zonă dintr-un element de construcție pentru care rezistența termică este neuniformă, iar izotermele nu sunt paralele cu suprafețele elementelor de construcție. Punțile termice sunt caracterizate în general fie printr-o valoare a rezistenței termice mai mică decât valoarea din câmp, fie printr-o intensificare a fluxului termic datorită unor fenomene fizice diverse (efectul de colț, efectul de aripioară, etc.- vezi fig 2.1.2 si fig 2.1.3).*

Principalele punți termice de care trebuie să se țină seama în calculul rezistenței termice corectate medii a unui element de construcție sunt:

- <u>pentru pereți</u>: stâlpi, grinzi, centuri, plăci de balcoane, logii şi bovindouri, buiandrugi, stâlpişori, colțuri şi conturul tâmplăriei;
- <u>pentru planşeele de la terase şi de la poduri</u>: atice, cornişe, streşini, coşuri şi ventilații;
- <u>pentru planşeele de peste subsol, termoizolate la partea superioară</u>: pereții structurali şi nestructurali de la parter şi zona de racordare cu soclul;
- <u>pentru planşeele de peste subsol, termoizolate la partea inferioară</u>: pereții structurali şi nestructurali de la subsol, grinzile (dacă nu sunt termoizolate) şi zona de racordare cu soclul;
- <u>pentru plăcile în contact cu solul</u>: zona de racordare cu soclul, precum şi toate zonele cu termoizolația întreruptă;

- pentru planşeele care delimitează volumul clădirii la partea inferioară, faţă de aerul exterior: grinzi (dacă nu sunt termoizolate), centuri, precum şi zona de racordare cu pereţii adiacenţi.

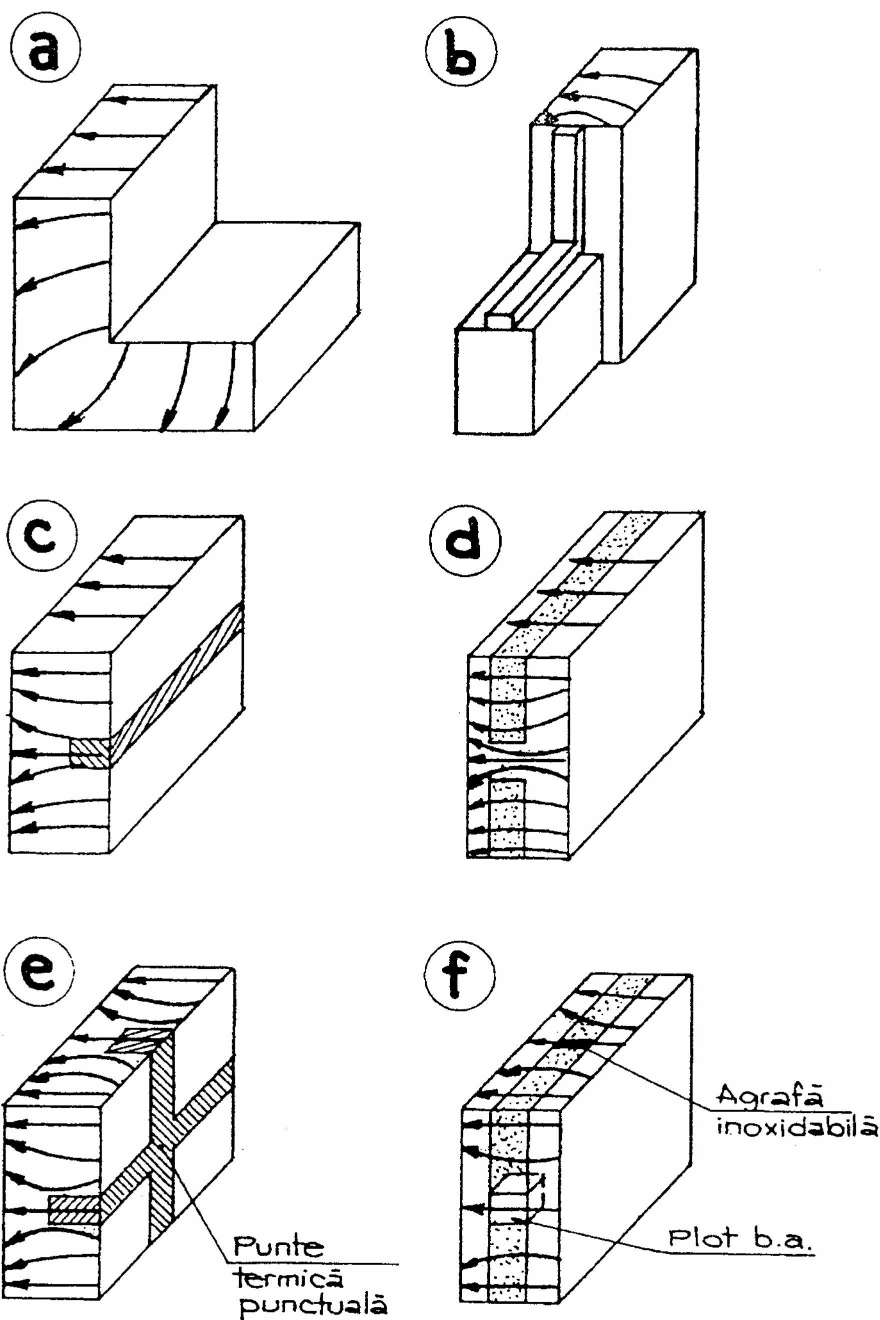


Figura 2.1.2 Clasificarea punţilor termice: a-zone cu arii diferite la exterior faţă de interior; b-zone cu grosimi sau/şi materiale diferite; c...f- zone cu incluziuni parţiale (c...e) sau totale (d,f) din materiale cu conductivităţi diferite.
a...d- punţi termice liniare; e,f- punţi termice punctuale.

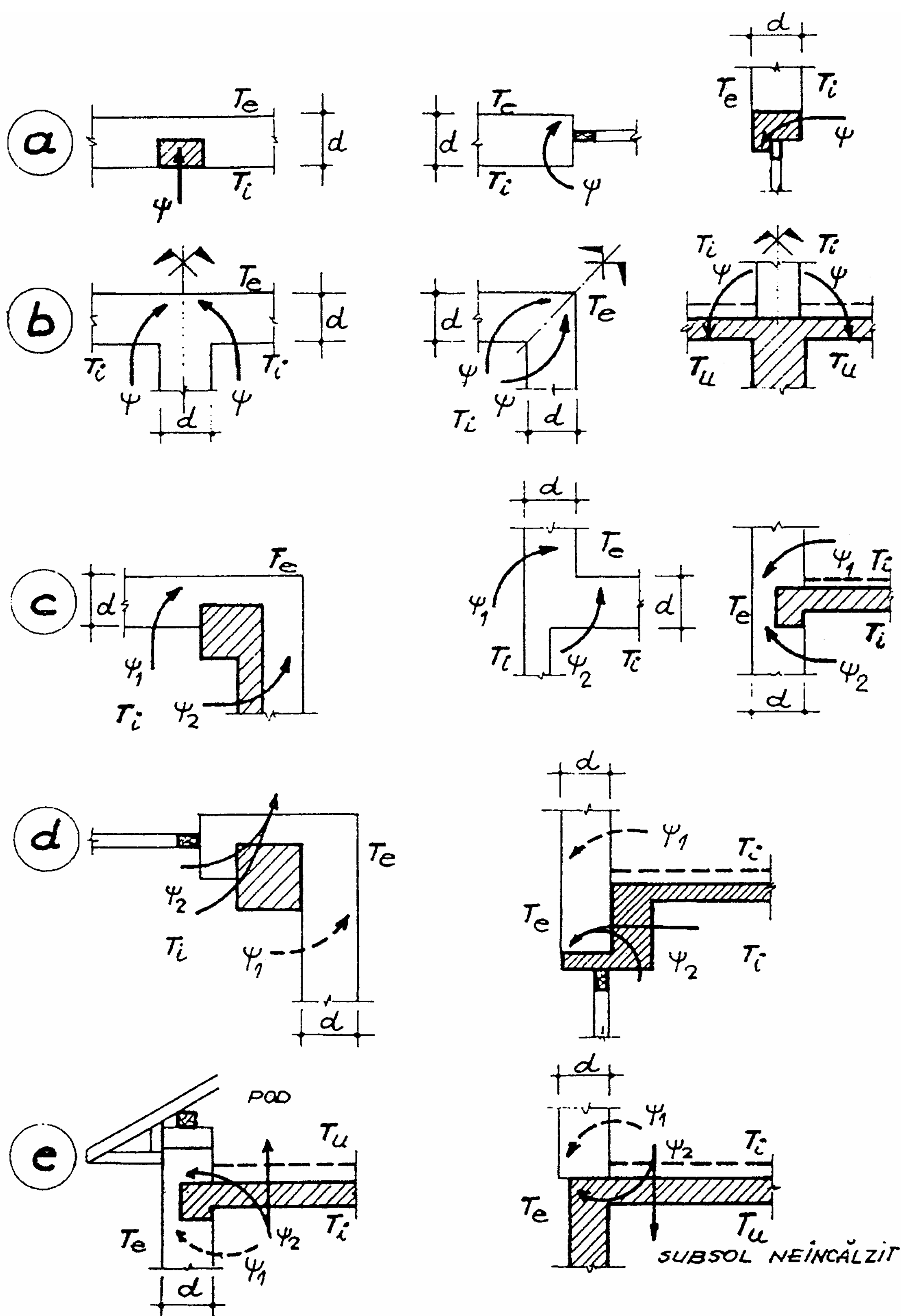


Figura 2.1.3 Tipuri caracteristice de coeficienți liniari de transfer termic ψ: a: un singur coeficient; b: coeficienți egali (simetrici); c: coeficienți inegali; d: coeficienți cumulați (ψ_2) simetrici); e: coeficienți aferenți mai multor punți termice (ψ_2) .

Prezența acestor punți termice se reflectă în micşorarea rezistenței termice medii a elementelor de construcție respective, ceea ce conduce la intensificarea fluxurilor termice transferate prin elementul de construcție respectiv şi de asemenea la scăderea temperaturii superficiale (interioare) şi în straturile elementului, în zona respectivă.

Determinarea valorii rezistenței termice în dreptul punților termice se realizează cu metode de calcul diferite, adaptate fiecărui caz în parte.

În fazele preliminare de proiectare, influența punților termice se poate **evalua** cu ajutorul unor coeficienți globali de corecție (de micşorare) a rezistențelor termice în câmp curent - pe ansamblul elementului de construcție. Conform [3] valoarea coeficienților de corecție a valorii rezistentei termice medii a elementelor de construcție se situează pentru cazurile curente in intervalele:

- pentru pereți exteriori c_{cpt}=20…45%
- pentru terase şi planşee sub poduri c_{cpt}=15…25%
- pentru planşee peste subsoluri şi sub bovindouri c_{cpt}=25…35%
- pentru rosturi c_{cpt}=10…20%

Calculul precis al influenței punților termice asupra transferului termic prin elementele de construcție se realizează în fazele finale ale proiectării clădirii, conform unor metode specifice fiecărei categorii de punte termică, pentru verificarea valorilor coeficienților preliminar adoptați şi pentru stabilirea valorii finale a rezistențelor termice a elementelor de construcție.

Rezistența termică globală corectată a elementului de construcție, care ține cont de prezența punților termice, va fi determinată cu relația:

$$R_o' = R_o\,(100 - c_{cpt}) / 100 \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.10)$$

în care:

c_{cpt} –coeficient de corecție a rezistenței termice datorată punților termice (-)

R_o -rezistența globală la transfer termic (în câmp) pentru un element de construcție cvasiomogen, (m^2K/W)

Fluxul termic în regim staționar

În regim stabilizat de temperaturi, între două medii de temperaturi diferite (θ_i, θ_e) separate de o structură cu rezistență termică finită R_o, apare (conform Newton) un flux termic unitar q_{i-e} de la mediul cu potențial termic mai ridicat spre mediul cu potențial termic mai scăzut, exprimat prin relația :

$$q_{i-e}= (\theta_i-\theta_e)/ R_o \quad (W/m^2) \qquad (2.1.11)$$

în care:

θ_i - *temperatura mediului i (°C)*

θ_e - *temperatura mediului e (°C)*

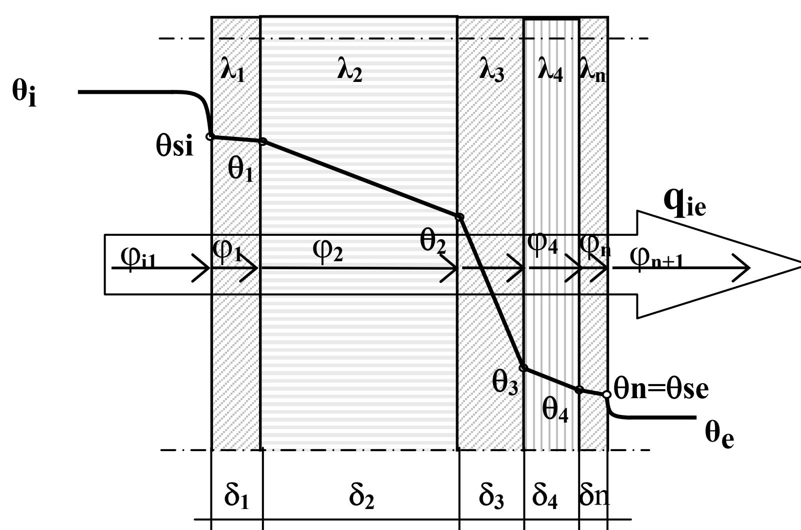


Figura 2.1.4 Fluxul termic în regim staționar pentru un element de construcție multistrat.

Fluxul termic transferat printr-un element de construcție aflat în regim staționar poate fi exprimat şi în funcție de temperaturile din straturile componente ale elementului de construcție:

- $\varphi_{i1}= (t_i-\theta_{si}) / R_i \quad (W/m^2)$ (2.1.12)
- $\varphi_1= (\theta_i -\theta_1) / R_1 \quad (W/m^2)$

………..

- $\varphi_{n+1}= (\theta_n-\theta_{se}) / R_e \quad (W/m^2)$

În regim termic staționar se poate scrie relația:

- $\varphi_{i-e}= \varphi_1= \varphi_2= \ldots\ldots= \varphi_{n+1} \quad (W/m^2)$ (2.1.13)

Rezistența termică necesară a elementului de construcție

Din punct de vedere termoenergetic, structura unui element de construcție trebuie să corespundă criteriilor prezentate la începutul capitolului. Aceste condiții se traduc prin determinarea *caracteristicilor necesare* privind rezistența termică şi capacitatea termică a elementelor de construcție.

▼*Rezistența termică minimă necesară* a unui element de construcție se determină din condiția:

$$R_o^{nec} = MAX\ (R_{onec}^{I}, R_{onec}^{II}, R_{onec}^{III}, \dots, R_{onec}^{N})\ \ (m^2K/W) \qquad (2.1.14)$$

în care:

- R_{onec}^{I} - *rezistența termică minimă necesară pentru evitarea fenomenului de condensare a vaporilor de apă din aerul interior pe suprafața interioară a elementului de construcție,* *(m^2K/W)*
- R_{onec}^{II} - *rezistența termică minimă necesară pentru evitarea fenomenului de radiație rece între corpul uman şi suprafețele reci delimitatoare,* *(m^2K/W)*
- R_{onec}^{III} – *rezistența termică necesară rezultată din calculul de optim economic,* *(m^2K/W)*
- R_{onec}^{N} – *rezistența termică necesară pentru îndeplinirea criteriului N,* *(m^2K/W)*

În calculele practice, proiectantul de instalații verifică in special primele trei condiții:

►Condiția de evitare a fenomenului de condensare a vaporilor de apă din aerul interior presupune ca suprafețele interioare ale elementelor de construcție delimitatoare să aibă temperatura (θ_{si}) mai mare decât temperatura punctului de rouă ($\theta\tau$), adică:

$$\theta_{si} > \theta\tau \quad (°C) \qquad (2.1.15)$$

În practică, condiția se scrie:

$$\theta_{si} = \theta\tau + (1 \div 2) \quad (°C) \qquad (2.1.16)$$

în care:

θ_{si} –*temperatura suprafeței interioare a elementului de construcție (°C)*

θτ - temperatura punctului de rouă pentru aerul interior (℃)

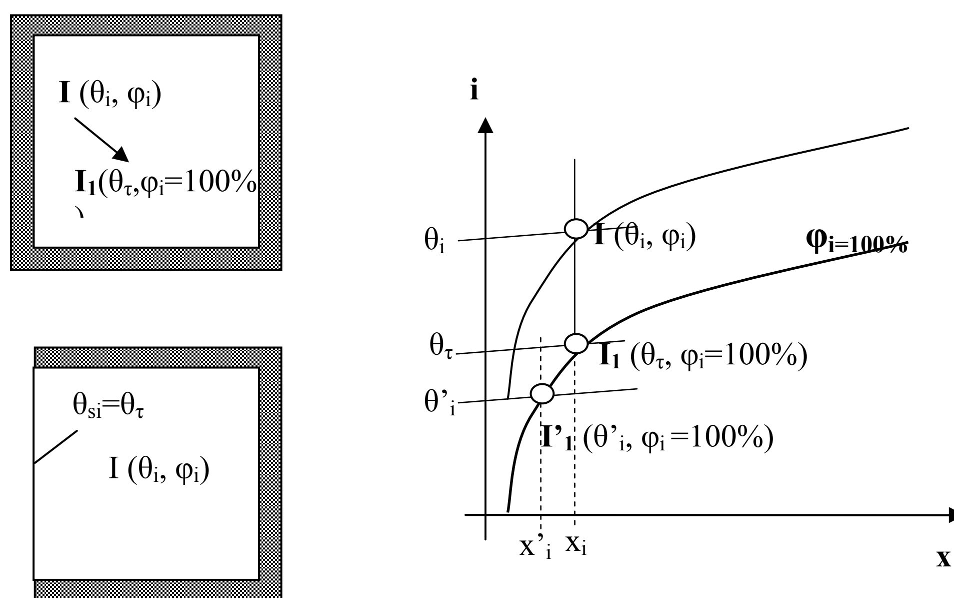


Figura 2.1.5 Moduri de condensare a vaporilor de apa din aer.

Această condiție poate fi realizată prin dimensionarea corespunzătoare a rezistenței termice a elementului de construcție. Astfel, din relațiile (2.1.12) şi (2.1.13) rezultă:

$$\theta_{si} = \theta_i - \frac{R_0}{R_i}(\theta_i - \theta_e), \quad (°C) \qquad (2.1.17)$$

Din (2.1.16) şi (2.1.17) rezultă rezistența termică minimă necesară pentru evitarea fenomenului de condensare superficială:

$$R_{onec}^{I} = R_i \frac{\theta_i - \theta_e}{\theta_{si} - [\theta_\tau + (1...2)]}, \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.18)$$

Figura 2.1.5 prezintă şi cazul în care condensarea vaporilor de apă din aer se produce în întreg volumul de aer, datorită răcirii acestuia sub temperatura punctului de rouă: această limită este determinantă pentru stabilirea temperaturii presetate în ambianțele interioare în perioadele de neocupare.

►Corpul uman schimbă căldură radiativă cu suprafețele înconjurătoare: schimbul de căldură cu suprafețele foarte reci poate conduce la fenomene de disconfort (‚radiație rece'), atunci când valoarea acestui flux depăşeşte anumite limite (figura 2.1.6).

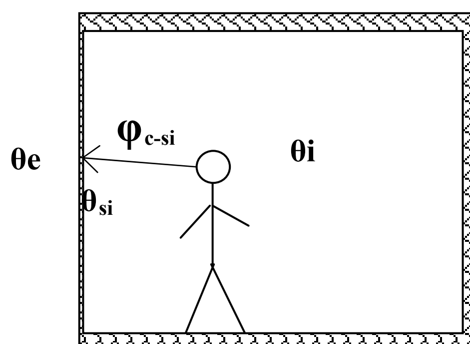


Figura 2.1.6 Schimbul termic al corpului cu suprafețele reci delimitatoare.

Condiția de evitare a fenomenului de radiație rece între corpul uman şi suprafețele reci delimitatoare constă în limitarea diferenței de temperatură între aerul interior şi suprafața interioară a elementului de construcție [1]. Această condiție este normată prin impunerea unei diferențe maxime de temperatură $\Delta\theta_{i\max}$ între θ_i şi θ_{si}.

$$\theta_i - \theta_{si} \leq \Delta\theta_{i\max} \quad (°C) \qquad (2.1.19)$$

Din relațiile (2.1.17) şi (2.1.19) rezultă expresia rezistenței termice minime necesare pentru evitarea fenomenului de radiație rece:

$$R_{onec}^{II} = R_i \frac{\theta_i - \theta_e}{\Delta\theta_{i\max}} \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.20)$$

►Din punct de vedere termic, o încăpere reprezintă o incintă în care introducem un debit de căldură $\boldsymbol{\Phi_S}$ (prin intermediul aparatelor de încălzire-radiatoare, ventiloconvectoare, etc) pentru a compensa pierderile de căldură către mediul exterior $\boldsymbol{\Phi_P}$, în scopul menținerii unei temperaturi superioare în mediul interior față de mediul exterior (figura 2.1.7). Creşterea rezistenței la transfer termic a anvelopei incintei conduce la diminuarea pierderilor de căldură către exterior, şi deci la micşorarea debitelor de căldură introduse şi în acelaşi timp la reducerea mărimii necesare a aparatelor încălzitoare şi a sistemului conex (conducte, sursă termică, etc).

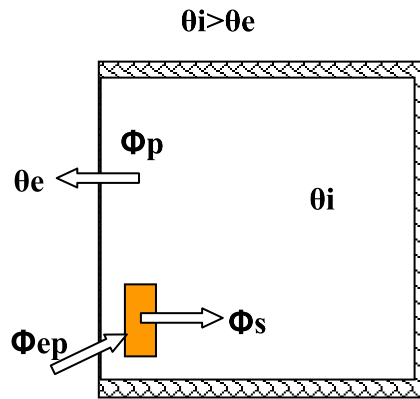


Figura 2.1.7 Menținerea unei incinte la o temperatura mai mare decât cea a mediului înconjurător.

În acelaşi timp, mărirea rezistenței termice a anvelopei necesită costuri de investiție mai mari, datorită costurilor implicate de izolația termică suplimentară.

Pentru fiecare caz (zonă geografică, perioadă de utilizare a clădirii, etc) se pot determina valori optime din punct de vedere economic pentru rezistența termică a elementelor de construcție ce alcătuiesc o clădire. Principiul de calcul constă în minimizarea costului specific a elementelor anvelopei, pentru o anumită perioadă (de obicei egală cu perioada de recuperare a investiției).

Costul specific al unui element de construcție j este calculat cu relația:

$$C(R_{0j}) = C1(R_{0j}) + C2(R_{0j}) + C3(R_{0j})N, \quad \text{(unitate monetară/m}^2\text{)} \qquad (2.1.21)$$

C1= costul inițial al elementului j *(unitate monetară/m^2)*

C2= costul inițial al sistemului de încălzire *(um/ m^2)*

C3= costul de exploatare al sistemului de încălzire *(um/ m^2 an)*

N= perioada de recuperare a investiției (ani)

Costul inițial al elementului j este:

$$C1 = C1' + C1'' \quad \text{(um/m}^2\text{)} \qquad (2.1.22)$$

C1' : costul structurii peretelui

C1'' : costul straturilor de finisare

Costul inițial al sistemului de încălzire este:

$$C2 = C2' + C2'' + C2''' \quad \text{(um/m}^2\text{)} \qquad (2.1.23)$$

C2' : costul aparatelor de încălzire

C2'' : costul rețelei de distribuție

C2''' : costul sursei termice

Costul de exploatare al sistemului de încălzire este:

$$C3 = C3' + C3'' \quad (\text{um}/\text{m}^2\,\text{an}) \qquad (2.1.24)$$

C3': costul combustibilului

C3'': costul energiei electrice consumate

Condiția de optim din punct de vedere economic este dată de relația:

$$\frac{\delta C}{\delta R_0} = 0$$

Această valoare necesară a rezistenței termice se determină prin calculul tehnico-economic asupra clădirii şi instalațiilor aferente. Se urmăreşte obținerea unei valori a rezistenței termice a elementului de construcție care să conducă la cheltuieli de investiție şi de exploatare minime pentru întreaga clădire, pe perioada estimată de utilizare.

În [3] sunt indicate valorile minime ale rezistențelor termice (R_{onec}^{III}) pentru diferite tipuri de elemente de construcție.

Condiția de conformitate pentru rezistența termică a elementelor de construcție se verifica cu relația (2.1.1). Dacă condiția nu este îndeplinită, se impune creşterea rezistenței termice a elementului de construcție:

- Pentru *clădirile aflate în faza de proiectare*, aceasta se realizează prin:
  -adăugarea unui strat de izolație termică (sau prin mărirea stratului de izolație existent);
  -modificarea materialelor utilizate la alcătuirea structurilor (materiale cu λ mai scăzut).
  -măsuri de izolare termică suplimentară pentru punțile termice.
- Pentru *clădirile existente ce se supun reabilitării*, creşterea rezistenței termice se realizează prin:
  - montarea unui strat suplimentar de izolație termică şi a elementelor auxiliare aferente (protecții, finisaje exterioare, etc.) .
  - măsuri de izolare termică suplimentară pentru punțile termice

Adăugarea unui strat de izolație termică presupune creșterea rezistenței termice a structurii până cel puțin la valoarea necesară realizării condiției impuse prin relația (2.1.1):

$$R_o' + R_{iz} \geq R_{onec} \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.25)$$

în care : R_{iz} = rezistența termică a izolației.

$$R_{iz} = \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iy} b_{iz}} = R_{onec} - R_o' \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.26)$$

Pentru valorile λ_{iz} și b_{iz} se utilizează valorile indicate de producători.

Grosimea necesară a stratului de izolație termică se determină cu relația:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} b_{iz} (R_{onec} - R_o') \quad (m) \qquad (2.1.27)$$

Grosimea finală δ_{iz}^F a izolației se obține prin majorarea grosimii necesare la valorile indicate de producătorii de materiale de izolare termică.

Valoarea finală (după alegerea izolației termice) a rezistenței elementului de construcție (R_o^F) este:

$$R_o^F = R_o' + R_{iz}^F \quad (m^2K/W) \qquad (2.1.28)$$

Determinarea câmpului de temperatură în regim staționar

Determinarea câmpului de temperaturi pentru elementul de construcție considerat se poate face (din aproape în aproape) pornind de la relațiile (2.1.11), (2.1.12) și (2.1.13):

$$\frac{\theta_i - \theta_{si}}{R_i} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_o^F} \Rightarrow \theta_{si} = \theta_i - \frac{R_i}{R_o^F}(\theta_i - \theta_e) \quad (°C) \qquad (2.1.29)$$

$$\frac{\theta_{si} - \theta_1}{R_1} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_o^F} \Rightarrow \theta_1 = \theta_{si} - \frac{R_1}{R_o^F}(\theta_i - \theta_e) \quad (°C) \qquad (2.1.30)$$

………

$$\frac{\theta_{se} - \theta_e}{R_e} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_o^F} \Rightarrow \theta_{se} = \theta_e + \frac{R_e}{R_o^F}(\theta_i - \theta_e) \quad (°C) \qquad (2.1.31)$$

Stabilitatea termică a elementelor de construcție

Clădirile sunt structuri complexe din punct de vedere al comportamentului termic. Caracterul capacitiv al elementelor de construcție care compun anvelopa clădirii, precum şi al celor interioare (pereți, planşee, mobilier, materiale depozitate, etc.) reacționează la solicitările variabile (exterioare şi interioare) într-un mod dificil de evaluat.

Noțiunea de capacitate termică se poate referi la:

- comportarea anvelopei clădirii la solicitările exterioare;
- comportarea ansamblului sistem de încălzire - clădire.

Capacitatea termică a anvelopei intervine în special asupra transferurilor termice prin pereții capacitivi, în strânsă corelare cu masa acestora, compoziția straturilor şi poziția acestora (în special poziția izolației termice) şi cu solicitarea variabilă a mediului exterior.

Comportarea sistemului de încălzire este influențată de capacitatea internă a elementelor de construcție şi de caracteristicile de emisie ale surselor finale.

Concepția clădirilor din acest punct de vedere trebuie sa urmărească obținerea microclimatului necesar cu minimum de energie consumată. Astfel, în cazul clădirilor cu aporturi de căldură mari şi variabile (de exemplu cele provenite din însorire), elementele de construcție interioare trebuie să aibă o capacitate importantă de stocare a căldurii, în scopul amortizării fluctuațiilor de temperatură. De asemenea, în cazul încăperilor cu utilizare permanentă (clădiri de locuit) o capacitate termică importantă permite obținerea unui microclimat stabil, chiar în condițiile unor pauze în alimentarea cu căldură (caracteristică avantajoasă atunci când sursa primară prepară apă caldă de consum în livrare prioritară).

Totuşi, capacitatea termică mare poate fi penalizantă atunci când se urmăreşte realizarea de economii de energie prin programe de utilizare reduse (program redus de noapte, etc), deoarece viteza de răcire, respectiv de încălzire sunt lente.

In cazul încălzirii intermitente (clădiri de birouri, etc.) cu programe cu pauze mari, se urmăreşte obținerea unei capacități termice interioare mici, în scopul micşorării energiei consumate pentru aducerea în regim termic a încăperii.

◙ Oscilația temperaturii aerului exterior (care poate fi considerată de formă sinusoidală cu perioada de 24 h) conduce la apariția unei oscilații a temperaturii pe fața interioară a elementelor de construcție.

În vederea asigurării stabilității termice a elementelor de construcție, se impune condiția ca oscilația amortizată a temperaturii pe fața interioară a elementelor de construcție să aibă o amplitudine care să nu depăşească 0,3°C. Această condiție se verifica prin calcularea coeficientului de amortizare ν, care reprezintă raportul dintre amplitudinea temperaturii aerului exterior şi amplitudinea temperaturii suprafeței interioare:

$$\nu = \frac{A_{\theta,e}}{A_{\theta,si}} \tag{2.1.29}$$

Calculul coeficientului de amortizare se face după [3], aplicând relația aproximativă:

$$\nu = 0.9 \frac{(s_1 + \alpha_i)\left[\prod_{j=1}^{n-1}(s_{j+1} - S_j)\right](\alpha_e + S_n)}{\alpha_e \prod_{j=1}^{n}(s_j + S_j)} \cdot \exp\left(\frac{D}{\sqrt{2}}\right) \tag{2.1.30}$$

unde: • α_i, α_e reprezintă coeficienții de transfer termic superficial (W/m^{2}K) ;

• s_j reprezintă coeficienții de asimilare termică a straturilor care alcătuiesc elementul de construcție pentru o perioadă de oscilații T :

$$s = \sqrt{\frac{2\pi}{T}\lambda \rho c} \quad \text{(W/m}^2\text{K);} \tag{2.1.31}$$

$$s_{24} = 8{,}528 \times 10^{-3}\sqrt{\lambda \rho c} \quad \text{(W/m}^2\text{K);}$$

λ - conductivitatea termică, (W/mK); ρ - densitatea, (kg/m^3);

c - căldura specifică, (J/kg K);

• D reprezintă indicele de inerție termică pentru un element de construcție :

$$D = \sum_{j=1}^{n} R_j s_j \tag{2.1.32}$$

• S_j reprezintă coeficienții de asimilare termică ai suprafețelor exterioare straturilor respective:

- pentru straturi subțiri ($D_j \leq 1$) se calculează succesiv cu relațiile :

$$S_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_i}{1 + R_1 \alpha_i} \tag{2.1.33}$$

$$S_j = \frac{R_j s_j^2 + S_{j-1}}{1 + R_j S_{j-1}}, \quad \text{(W/m}^2\text{K)} \tag{2.1.34}$$

- pentru straturi groase ($D_j > 1$):

$$S_j = s_j \tag{2.1.35}$$

Performanta capacitivă a anvelopei clădirii şi a încăperilor în ansamblu sunt prevăzute în normative, în funcție de destinație.

CARACTERISTICA		CRITERIUL DE PERFORMANȚĂ			
		A_{Ti}	v_T	ε	C_i
		°C	–	h	–
Stabilitatea termică a încăperilor de locuit					
◆ pe timp de iarnă		≤ 1,0	–	–	–
◆ pe timp de vară		≤ 5,0	–	–	–
Stabilitatea termică a elementelor de închidere					
Pereți	între încăperi şi exterior[1]	–	≥ 15	≥ 9	≥ 5
Pereți	între încăperi şi spații mai puțin încălzite[2] $(T_i + T_u) > 10K$	–	≥ 5	–	≥ 2

[1] Exclusiv suprafețele vitrate, inclusiv pereții adiacenți rosturilor deschise.
[2] Inclusiv pereții adiacenți rosturilor închise.

Figura 2.1.8 Exigențele de stabilitate termică la clădirile de locuit conform [4].

Coeficientului global de izolare termică al clădirii

Reducerea consumurilor de energie pentru încălzirea clădirilor de locuit presupune limitarea pierderilor de căldură în exploatare, acționându-se încă din faza de proiectare asupra:

-concepției clădirii (configurația clădirii, procentul de vitrare, etc.)

-alcătuirii structurii elementelor de construcție perimetrale şi a detaliilor (caracteristicile termotehnice ale materialelor utilizate, tipul tâmplăriei exterioare, etc.).

Metoda de calcul pentru determinarea coeficientului global de izolare termică pentru clădirile de locuit este stabilită prin normativul C107/1-1997, iar pentru clădirile terțiare prin normativul C107/2-1997.

Reglementările tehnice prezentate în aceste normative au caracter obligatoriu în faza de proiectare şi de verificare a clădirilor noi condiționând obținerea autorizației de construcție.

Conformarea clădirii din punct de vedere al nivelului de izolare termică globală pentru o clădire de locuit presupune îndeplinirea condiției:

$$G \leq GN \qquad (W/m^3K) \qquad (2.1.36)$$

în care:

G- coeficientul global de izolare termică al unei clădiri, *(W/mK)*

GN - coeficientul global normat de izolare termică al unei clădiri *(W/mK)*

❖ **Coeficientul global de izolare termică (G)** reprezintă suma pierderilor de căldură realizate prin transmisie directă prin aria anvelopei clădirii, calculate pentru o diferență de temperatură între interior şi exterior de 1K, raportată la volumul clădirii, la care se adaugă pierderile de căldură aferente reîmprospătării aerului interior, precum şi cele datorate infiltrațiilor suplimentare de aer rece.

Coeficientul global de izolare termică **(G)** se calculează cu relația:

$$G=\frac{\sum(L_j\tau_j)}{V}+0.34n \qquad \text{(W/mK)} \qquad (2.1.37)$$

în care:

L_j- coeficient de cuplaj termic: $L_j=\frac{A_j}{R^F_{o\ j}}$ *(W/K)*

τ_j - factor de corecție al temperaturilor exterioare (-)

V- volumul încălzit al clădirii (m^3)

n- viteza de ventilare (numărul de schimburi de aer pe oră) (1/h)

A - aria anvelopei clădirii (m^2)

j – indicele elementului de construcție (perete exterior, fereastră, etc)

- Aria anvelopei clădirii se calculează ca suma ariilor elementelor de construcție perimetrale (A_j) ale clădirii, prin care au loc pierderi de căldură:

$$A=\sum A_j \qquad (m^2) \qquad (2.1.38)$$

  În calculul **ariei anvelopei clădirii** se folosesc dimensiunile interioare ale elementelor de construcție (pe orizontală)- neglijându-se grosimea pereților interiori-, dimensiunile nominale ale golurilor din pereți pentru ariile tâmplăriei exterioare precum şi înălțimea de la fața superioară a pardoselii de la primul nivel încălzit până la tavanul ultimului nivel încălzit.

- R_o^F- rezistența termică specifică corectată medie, pe ansamblul clădirii, a unui element de construcție (m^2K/W)
- τ - factorul de corecție al temperaturilor exterioare se calculează cu relația:

$$\tau=\frac{\theta_i-\theta_j}{\theta_i-\theta_e} \qquad (-) \qquad (2.1.39)$$

în care:

θ_i - *temperatura interioară medie convențională de calcul pe timpul iernii, considerată pentru clădirile de locuit egala cu temperatura predominantă a încăperilor: t_i=20 (℃), pentru regim permanent de incalzire.*

θ_e - *temperatura exterioară convențională de calcul (℃)*

θ_j- *temperatura mediului exterior anvelopei;* θ_j *poate fi:*

-pentru elemente de construcție exterioare: $\theta_j = \theta_e$ *(℃)*

-pentru elemente de construcție interioare: $\theta_j = \theta_u$ *(℃)*

θ_u- *temperatura în spațiile neîncălzite din exteriorul anvelopei, determinată pe baza unui calcul de bilanț termic.*

- V- volumul încălzit al clădirii (m^3)

Volumul interior al clădirii cuprinde încăperile încălzite direct (cu elemente de încălzire) şi cele încălzite indirect la care căldura pătrunde prin pereții adiacenți (cămări, debarale, holuri, casa scării, puțul liftului, alte spații comune).

Mansardele şi încăperile de la subsol se includ în volumul clădirii dacă sunt încălzite la temperaturi apropiate de temperatura predominantă a clădirii.

Încăperile cu temperatura interioară mult mai mică decât temperatura predominantă a clădirii (camere de pubele) şi verandele, balcoanele, logiile (chiar închise cu tâmplărie exterioară) nu se includ în volumul clădirii.

- 0.34- produsul dintre capacitatea calorică masică (c_a) şi densitatea aparentă a aerului (ρ_a):

c_a= 1000 (Ws /kg K); ρ_a=1.23 (kg/ m^3)

$c_a \times \rho_a$= 1230 (Ws/ m^{3}K)=1230:3600=0.34 (Wh/ m^{3}K)

- n- viteza de ventilare naturală a clădirii, respectiv numărul de schimburi de aer pe oră (1/h).

❖ **Coeficientul global normat de izolare termică** a unei clădiri (**GN**) se stabileşte în funcție de numărul de niveluri ale clădirii (N) şi de raportul dintre aria anvelopei clădirii (A) şi volumul clădirii (V).

Recomandări pentru îmbunătățirea comportării termotehnice şi reducerea valorii coeficientului global de izolare termică la clădirile de locuit.

Pentru îmbunătățirea comportării termotehnice a clădirilor de locuit şi pentru reducerea coeficientului global de izolare termică sunt recomandate (conform [3]) următoarele măsuri:

La alcătuirea generală a clădirii:

- la stabilirea pozițiilor şi dimensiunilor tâmplăriei exterioare se va avea în vedere orientarea cardinală şi orientarea față de direcția vânturilor dominante, ținând seama şi de existența clădirilor învecinate (ferestrele orientate spre sud au un aport solar semnificativ).
- reducerea pierderilor de căldură spre spațiile de circulație comună (se prevăd la intrarea în clădiri windfanguri, aparate de închidere automată a uşilor, termoizolații la uşile de la intrarea în apartamente, etc.).
- termoizolarea pereților interiori la cămările cu aerisire directă.

La alcătuirea elementelor de construcție perimetrale:

- utilizarea soluțiilor cu rezistențe termice specifice sporite (utilizarea materialelor termoizolante eficiente: polistiren, vată minerală, etc.)
- utilizarea soluțiilor îmbunătățite de tâmplărie exterioară (geamuri termoizolante, trei rânduri de geamuri, etc.)
- eliminarea totală sau reducerea în cât mai mare măsură a punților termice de orice fel (în colțuri, la socluri, cornişe, atice, balcoane, logii, in jurul golurilor de ferestre şi uşi de balcon, etc.)
- interzicerea utilizării tâmplăriei cu tocuri şi cercevele de aluminiu fără întreruperea punților termice.

2.1.2. Transferul de masă

2.1.2.1. Transferul de umiditate

Expunerea problemei

Umiditatea excesivă poate apărea în materialele constitutive ale elementelor de construcție datorită procedeelor umede de fabricație şi/sau de montaj, prin efectul direct al precipitațiilor, prin procesele capilare de transport ale apei, sau prin condensarea vaporilor de apă pe suprafața elementelor de construcție sau în masa acestora.

Umiditatea acumulată în masa pereților poate produce degradări importante ale elementelor de construcție prin :

- modificarea rezistenței mecanice a materialelor sub acțiunea directă a umidității, sau ca urmare a efectului proceselor de îngheț-dezgheț a apei acumulate în masa materialelor

- modificarea caracteristicilor termice ale materialelor (reducerea rezistenței termice)

- apariția şi dezvoltarea mucegaiurilor, ciupercilor, etc.

- degradarea straturilor de finisare

Aerul dintr-o clădire (încăpere) provine din aerul exterior, cu acelaşi conținut de umiditate, la care se adaugă umiditatea degajata de ocupanți (prin procesele de transpirație si perspirație) şi în cursul diverselor activități (prepararea hranei, spălare, uscare, combustia liberă, etc), care conduce la mărirea umidității aerului interior.

Iarna, conținutul de umiditate al aerului interior este mai mare decât cel al aerului exterior.

Această diferență de potențial de umiditate (diferență de presiune parțială a vaporilor de apă între interior şi exterior) generează un transfer de vapori de apă prin masa elementelor de construcție care separă cele două medii.

În acelaşi timp, apa conținută în pereți (umiditate naturală, apă provenită din condensare, etc) tinde să migreze prin capilaritate spre mediul interior, căci umiditatea relativă a aerului interior este inferioară celei a aerului exterior. Migrația apei (în fază lichidă şi de vapori) prin structura elementelor de construcție este un fenomen complex, dificil de cuantificat.

Dacă capilaritatea materialelor este redusă, principalul fenomen de transport de umiditate prin elementele de construcție este reprezentat de difuzia vaporilor de apă, produsă de diferența de presiune a vaporilor de apă din mediul interior şi cel exterior.

Difuzia vaporilor de apă prin elementele de construcție

Considerând problema unidimensională, densitatea fluxului de vapori ce tranzitează un element de construcție monostrat, realizat dintr-un material izotrop, poate fi evaluată prin Legea Fick :

$$g_V = -\mu \frac{dp_v(x)}{dx} \qquad (kg/m^2 s) \qquad (2.1.40)$$

g_v= densitatea fluxului de vapori (kg / m^2 s)

μ= coeficient de permeabilitate la vapori a materialului (kg /m s Pa)

p_v= presiunea parțială a vaporilor de apă (Pa).

Pentru o variație liniară a p_v în funcție de x şi pentru un material omogen de grosime δ :

$$g_V = -\frac{\mu}{\delta}\left(p_{vi} - p_{ve}\right) \qquad (kg/\ m^2\ s) \qquad (2.1.41)$$

p_{vi} = presiunea parțială a vaporilor de apă în aerul interior (Pa).

p_{ve} = presiunea parțială a vaporilor de apă în aerul exterior (Pa).

Fenomenul de difuziune a vaporilor prin elementul de construcție este analog transferurilor termice între două medii de temperaturi diferite:

$$q_T = \frac{t_i - t_e}{R_0} \qquad (W/\ m^2) \qquad (2.1.42)$$

$$g_V = \frac{p_{v,i} - p_{v,e}}{R_v} \qquad (kg\ \ /m^2\ s) \qquad (2.1.43)$$

în care $Rv = \frac{\delta}{\mu}$, *rezistența la transferul vaporilor (Pa s /kg)*

Pentru elementele de construcție multistrat, transferul de vapori este descris prin relația

$$g_V = \frac{p_{v,i} - p_{v,e}}{\sum_{i=1}^{n} R_v} \qquad (kg\ /m^2\ s) \qquad (2.1.44)$$

n : numărul total de straturi ale elementului de construcție

Presiunea parțială a vaporilor de apă din aer este funcție de umiditatea absolută a aerului 'x' (cantitatea de umiditate corespunzătoare unui kg de aer uscat):

$$p_v = \frac{x\,p}{x + 0{,}622} \qquad (Pa) \qquad (2.1.45)$$

p : presiunea barometrică a aerului (Pa)

x : umiditatea absolută a aerului (kg/kg de aer uscat)

Presiunea de saturație a vaporilor de apă este funcție de temperatură şi poate fi evaluată prin formulele lui Cardiergues :

$$\log_{10} p_s = \frac{9{,}48\ \theta}{265{,}5 + \theta} + 2{,}7858, \quad \text{pentru } \theta < 0°C \qquad (2.1.46)$$

$$\log_{10} p_s = \frac{7{,}5\ \theta}{237{,}3 + \theta} + 2{,}7858, \quad \text{pentru } \theta \geq 0°C \qquad (2.1.47)$$

Pentru o suprafaţă x (figura 2.1.9), definită prin temperatura θ_x şi prin presiunea parţială a vaporilor p_{vx} putem scrie:

$$q_x = \frac{\theta_i - \theta_x}{R_{0x}} \qquad (W/m^2) \qquad (2.1.48)$$

$$q_T = q_x \quad \Rightarrow \quad \theta_x = \theta_i - \frac{R_{0x}}{R_0}(\theta_i - \theta_e) \qquad (W/m^2) \qquad (2.1.49)$$

$$g_x = \frac{p_{v,i} - p_{v,x}}{R_{v,x}} \qquad (kg/m^2 s) \qquad (2.1.50)$$

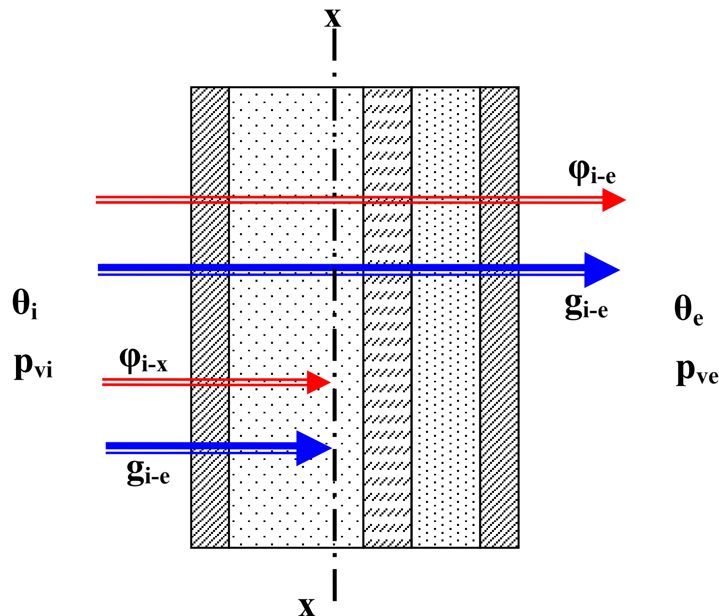


Figura 2.1.9 Fluxul termic şi de masă pentru un perete plan

$$g_V = g_x \quad \Rightarrow \quad p_{v,x} = p_{v,i} - \frac{R_v}{R_{v,x}}(p_{v,i} - p_{v,e}) \qquad (kg/m^2 s) \qquad (2.1.51)$$

Ecuaţiile (2.1.49) şi (2.1.50) permit determinarea şi trasarea evoluţiei temperaturii, respectiv presiunii parţiale a vaporilor de apă pentru elementul de construcţie.

Dacă valoarea presiunii parţiale a vaporilor egalează sau depăşeşte valoarea presiunii de saturaţie corespunzătoare, atunci o anumită cantitate de vapori de apă va condensa în masa elementului de construcţie.

Analiza condensării vaporilor de apă din aer în masa elementului de construcție.

În această analiză se va utiliza o metodă grafică aproximativă, elaborată de Glaser. Această metodă este aplicabilă pentru difuzia vaporilor de apă prin elementele de construcție în regim permanent.

Metoda constă în analiza variației presiunii parțiale a vaporilor de apă p_v şi a presiunii de saturație corespunzătoare p_s, trasate într-un sistem de axe R_v (sau x)- p_v.

Reprezentarea unui punct de stare A în diagrama aerului umed este dată prin schema:

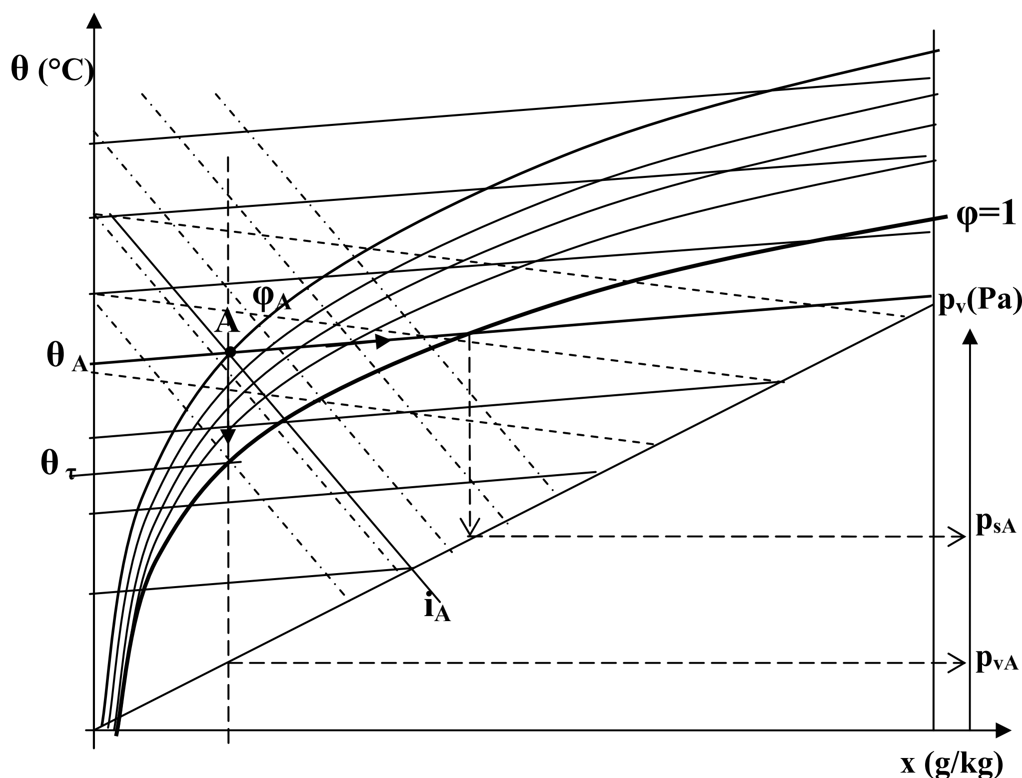


Figura 2.1.10 Diagrama aerului umed (Mollier).

Metoda constă în reprezentarea presiunii parțiale a vaporilor de apă (pv) şi a presiunii vaporilor de apă la saturație (ps) pentru un element de construcție, pe acelaşi grafic şi la aceeaşi scară. Dacă presiunea parțială a vaporilor de apă atinge valorile de saturație (deci dacă graficele se intersectează), o parte din vaporii de apă aflați în tranziție va condensa în elementul de construcție.

A. Cazul elementelor de construcție monostrat

Putem întâlni mai multe cazuri:

A1 - Cazul în care pv(x) nu intersectează ps(x) : în acest caz, difuzia vaporilor se produce fără apariția condensării (figura 2.1.11-A).

A2 - Cazul în care pv(x) intersectează ps(x) într-un punct 1: în acest caz, o parte din masa vaporilor care traversează peretele condensează în zona definită de planul x (figura 2.1.11-B).

Cantitatea de vapori de apă condensați într-o perioadă Nw este:

$$G_w = \left(\frac{\Delta p_{i,x}}{R_{v,i,x}} - \frac{\Delta p_{x,e}}{R_{v,x.e}} \right) Nw \qquad (\text{kg /m}^2) \qquad (2.1.52)$$

$$G_w = \left(\frac{p_{v,i} - p_{v,x}}{R_{v,i,x}} - \frac{p_{v,x} - p_{v,e}}{R_{v,x.e}} \right) Nw \qquad (\text{kg /m}^2) \qquad (2.1.53)$$

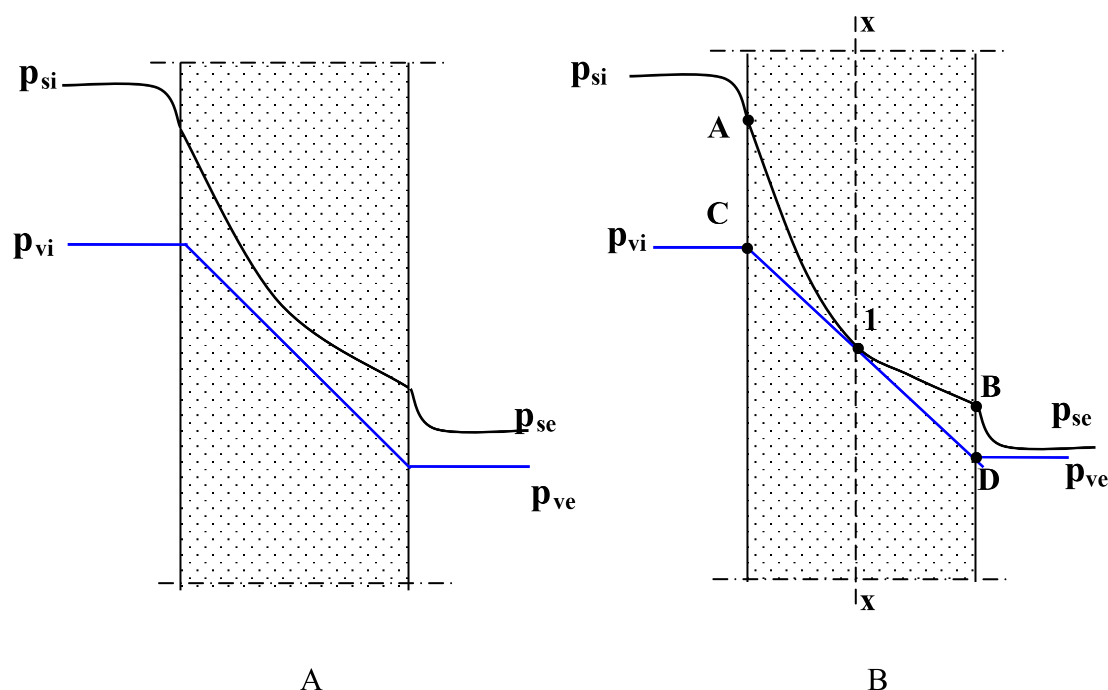


Figura 2.1.11. Analiza grafică a condensării pentru un perete monostrat:
A : cazul în care $p_v(x)$ nu intersectează $p_s(x)$;
B : cazul în care $p_v(x)$ intersectează $p_s(x)$ intr-un punct.

A3 - Cazul în care pv(x) intersectează ps(x) în două puncte (1 şi 2): în acest caz, zona de condensare este definită teoretic de două planuri x et y care conțin

punctele de intersecție 1 şi 2 (figura 2.1.12-A). În realitate presiunea vaporilor de apă nu poate să depăşească presiunea de saturație a vaporilor, zona reală de condensare fiind delimitată de planurile x' şi y' (punctele 1' şi 2') (figura 2.1.12-B). Variația presiunii parțiale a vaporilor de apă este deci reprezentată de curba C-1'-2'-D.

Cantitatea de vapori de apă condensată în zona x'-y' a peretelui, pentru o perioadă Nw este:

$$G_w = \left(\frac{\Delta p_{v,i,1'}}{R_{v,i,1'}} - \frac{\Delta p_{v,2',e}}{R_{v,2',e}} \right) Nw \qquad (\text{kg /m}^2) \qquad (2.1.54)$$

$$G_w = \left(\frac{p_{v,i} - p_{v,x'}}{R_{v,i,x}} - \frac{p_{v,x'} - p_{v,e}}{R_{v,x.e}} \right) Nw \qquad (\text{kg /m}^2) \qquad (2.1.55)$$

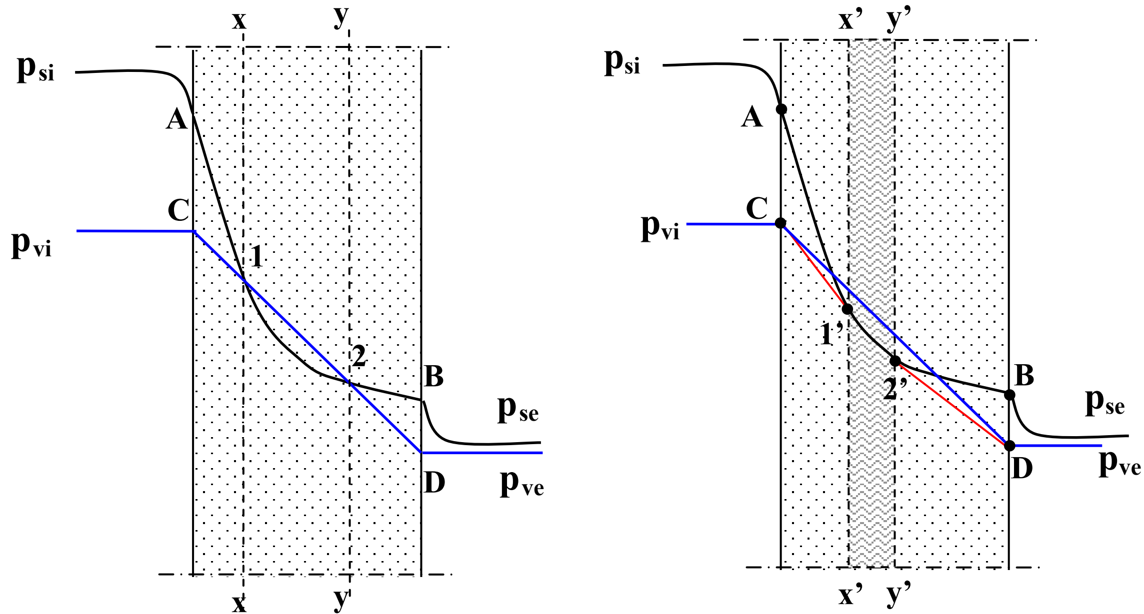


Figura 2.1.12. Analiza grafică a condensării pentru un perete multistrat.
Cazul în care $p_V(x)$ intersectează $p_S(x)$ în două puncte :
A :determinarea zonei fictive de condensare ;
B : determinarea zonei reale de condensare

B. Pereți multistrat

În cazul pereților multistrat, metoda grafică respectă aceleaşi principii (figura 2.1.13). Zona reală de condensare este determinată de tangentele la curba ps(x).

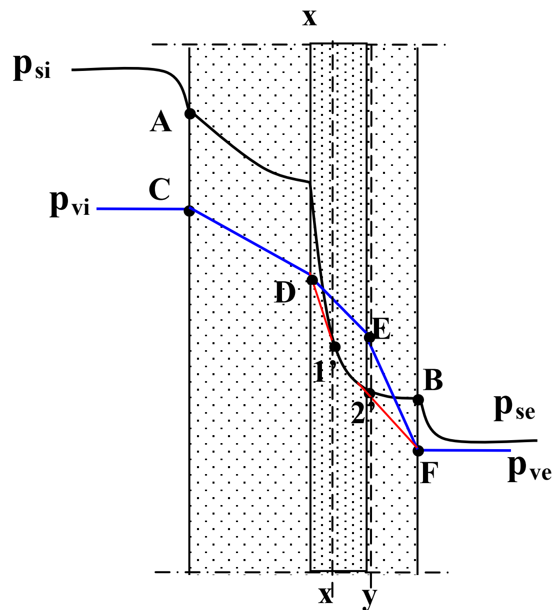


Figura 2.1.13. Analiza grafică a condensării pentru pereți multistrat.
Cazul în care $p_V(x)$ intersectează $p_S(x)$ în două puncte :
Determinarea zonei reale de condensare.

Protecția higrometrică a elementelor de construcție este reglementată prin standardul național STAS 6472/4-89 (Fizica construcțiilor. Termotehnică. Comportarea elementelor de construcție la difuzia vaporilor de apă).

Acest standard prevede**:**

- Verificarea absenței acumulării progresive în elementele de construcție a apei provenite din condensare pentru un an (cantitatea de apă eventual condensată în perioada rece trebuie să fie complet eliminată în perioada caldă, fără acumulare de la un an la altul).
- Limitarea umidității masice a elementelor de construcție după sezonul rece (umiditatea masică la care ajunge elementul de construcție la sfârşitul sezonului rece nu trebuie să depăşească umiditatea admisibilă a materialelor componente).

Aceste condiții se verifică cu ajutorul metodei grafice (Glaser), pentru condițiile la limită mediate pentru fiecare sezon.

Măsuri pentru reducerea efectelor induse de condensarea în masa elementelor de construcție (pereților)

A. Reducerea debitului de vapori transferat către exterior

- *reducerea umidității aerului interior*

- prin ventilarea încăperilor cu degajări mari de umiditate (bucătării, camere de baie etc) prin sisteme automate sau manuale;

- prin utilizarea materialelor de finisare cu capacitate de absorbție a umidității, în vederea diminuării variațiilor importante ale umidității (straturi pe bază de var).

- *reducerea permeabilității la vapori a pereților :*

- straturi cu permeabilitate redusa la trecerea vaporilor amplasate la partea interioară a încăperilor (faianță emailată, ceramică emailată, vopsea, tapet etc.) – aplicabile in cazul in care producerea de vapori este foarte intensă (bucătării, camere de baie etc).

B. Creşterea capacității de evacuare a vaporilor

- limitarea pericolului de condensare prin creşterea temperaturii in structura elementului de construcție (obținută prin creşterea rezistenței termice, prin amplasarea înspre exterior a izolației termice), în corelație cu valorile permeabilității la vapori a materialelor de construcție : ca regulă generală, o structură multistrat trebuie să fie realizată cu straturile izolatoare termic plasate către exterior şi cu straturile cu permeabilitate scăzută la vapori (bariere de vapori) către interiorul încăperilor.

- prin ventilarea structurilor pereților.

2.1.2.2. Transferul aeraulic prin clădiri

Expunerea problemei

Permeabilitatea clădirilor la trecerea aerului este o caracteristică rezultată din efectul cumulat a mai multor elemente:

- *permeabilitatea materialelor* din care sunt realizate elementele de construcţie (datorată microcanalelor, fisurilor, porilor, etc).

- *permeabilitatea elementelor de construcţie* (datorată ►rosturilor de montaj- la zidărie din blocuri, la îmbinarea elementelor prefabricate, la îmbinarea ramelor de ferestre cu peretele, etc; ►rosturilor de fabricaţie- în construcţia ferestrelor, uşilor, etc).

- *permeabilitatea încăperilor, respectiv clădirii în ansamblu* (implicată de forma, poziţia şi caracteristicile aeraulice ale elementelor de compartimentare, ale anvelopei, ale sistemelor şi dispozitivelor de aerisire, ventilare, etc) .

Transferul aeraulic între incintele interioare, respectiv între interior şi exterior, este generat de câmpul de presiuni rezultat din acţiunea combinată a trei ***efecte motoare: efectul vântului, efectul termic şi efectul dispozitivelor de ventilare.***

Sub acţiunea diferenţelor de presiune ce se stabilesc astfel de o parte şi de alta a elementelor de construcţie, prin orificiile (mai mici sau mai mari) din acestea, iau naştere debite de aer care tranzitează elementele de construcţie, încăperile, respectiv clădirea; direcţia şi mărimea acestor debite depind de intensitatea fenomenelor care le produc (deci de câmpul de presiune din clădire) şi de rezistenţa la transferul aeraulic ale elementelor de construcţie, încăperilor şi a clădirii în ansamblu.

Transferurile aeraulice implică, din punct de vedere al instalaţiilor de încălzire, mai multe aspecte:

- consumul energetic suplimentar, necesar pentru încălzirea debitelor de aer rece pătrunse în incinta respectivă;

- micşorarea rezistenţei termice a elementelor de construcţie străbătute de curenţii de aer;

- micşorarea temperaturii elementelor de construcţie (care conduce şi la pericolul de condensare);

- în cazul încăperilor cu elemente de construcție exterioare, debitele pătrunse din exterior aduc în încăpere aer ’curat’, care contribuie la împrospătarea aerului din interior.

Câmpul de presiune

Câmpul de presiune ce se stabileşte într-o clădire este rezultanta acțiunii combinate a vântului, diferențelor de greutate a aerului aflat la temperaturi diferite, precum şi a sistemelor de ventilare mecanică.

❖ *EFECTUL VÂNTULUI ASUPRA CLĂDIRILOR*

Vântul creează asupra clădirilor un câmp de presiuni statice care depinde de :

- direcția şi viteza vântului;
- caracteristicile de proximitate ale zonei (dispunerea clădirii față de celelalte clădiri, formele de relief, vegetația, etc);
- caracteristicile aerodinamice ale clădirii (formă, dimensiuni, rugozitatea suprafețelor, etc).

Presiunea dinamică a vântului este exprimată prin relația:

$$p_{DIN} = \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{(Pa)} \qquad (2.1.56)$$

in care ’ρ’ reprezintă densitatea aerului şi ’V’ viteza acestuia.

Presiunea statică exercitată de efectul vântului asupra unei suprafețe exterioare ’i’ a clădirii poate fi exprimată prin:

$$p_V^i = Cp^i \; p_{DIN} \quad \text{(Pa)} \qquad (2.1.57)$$

în care C_p^i *: coeficient de presiune (aerodinamic) pentru suprafața ’i’ (valori determinate experimental).*

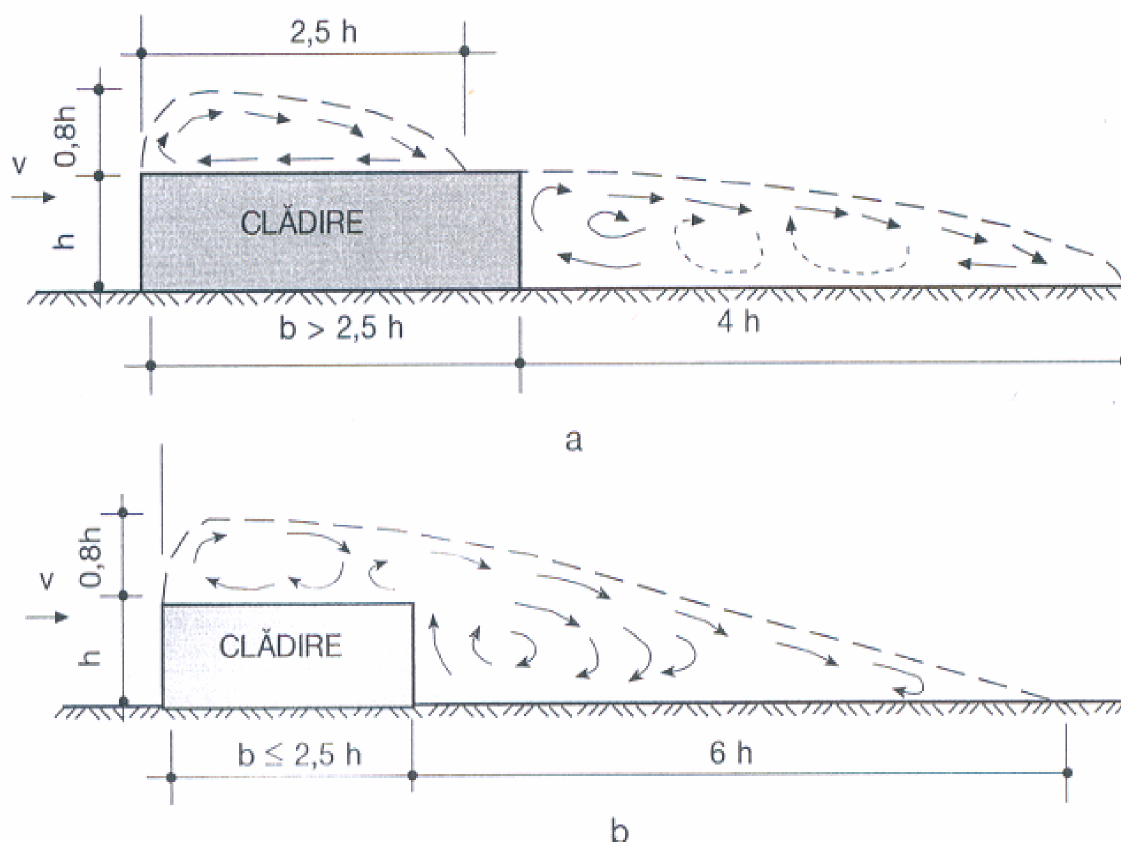


Figura 2.1.14. Circulația aerului în jurul unei clădiri: a: clădire cu lățime mare; b: clădire cu lățime mică.

❖ *EFECTUL TERMIC*

Două volume de aer aflate la temperaturi (densități) diferite, generează pe suprafața comună de contact un câmp de presiune (diferență de presiune) definit prin:

$$\Delta p_T = \left[\rho^E(z) - \rho^I(z)\right] z\, g \qquad \text{(Pa)} \qquad (2.1.58)$$

în care ρ^E, ρ^I *sunt densitățile aerului la interior, respectiv la exterior;*

z : cota punctului;

g : accelerația gravitațională;

În cazul în care în incintă se află aer mai cald ($\theta_I > \theta_E$) apare o suprapresiune (-) la partea superioară, în timp ce, mai jos de o anumită cotă (cota axei neutre, unde diferențele de presiune se anulează), apare o depresiune (+). Dacă între cele două medii există orificii de legătură, direcția debitelor care tranzitează suprafața incintei este indicată de valoarea presiunilor.

În caz contrar ($\theta_I < \theta_E$), sensul este inversat.

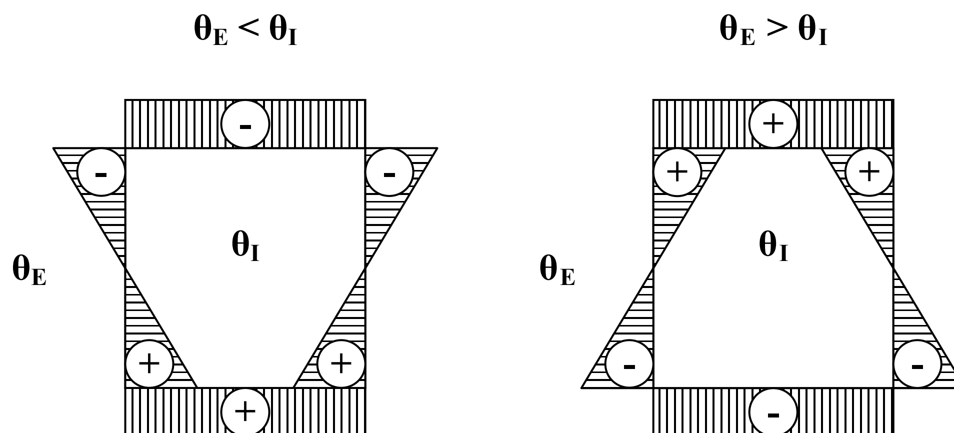


Figura 2.1.15. Repartiția presiunilor termice pentru o incintă.

❖ *EFECTUL SISTEMELOR DE VENTILARE MECANICĂ*

Energia mecanică introdusă prin intermediul ventilatoarelor ce compun sistemele de ventilare mecanică creează un câmp de presiune în interiorul clădirii, care depinde de sistemul de ventilare utilizat, de valoarea energiei mecanice introduse, de rezistența aeraulică a elementelor de construcție interioare şi exterioare.

Simplificat, orice sistem de ventilare poate fi reprezentat printr-un subsistem de introducere (SI) a aerului (proaspăt sau tratat) şi printr-un subsistem de evacuare (SEv) a aerului (interior sau viciat). De asemenea, permeabilitatea la aer a clădirii (incintei) poate fi reprezentată printr-un orificiu (O). În funcție de debitele (L) vehiculate prin subsistemele SI şi Sev, respectiv prin O, se stabileşte un câmp de presiune generat de sistemul de ventilare mecanică.

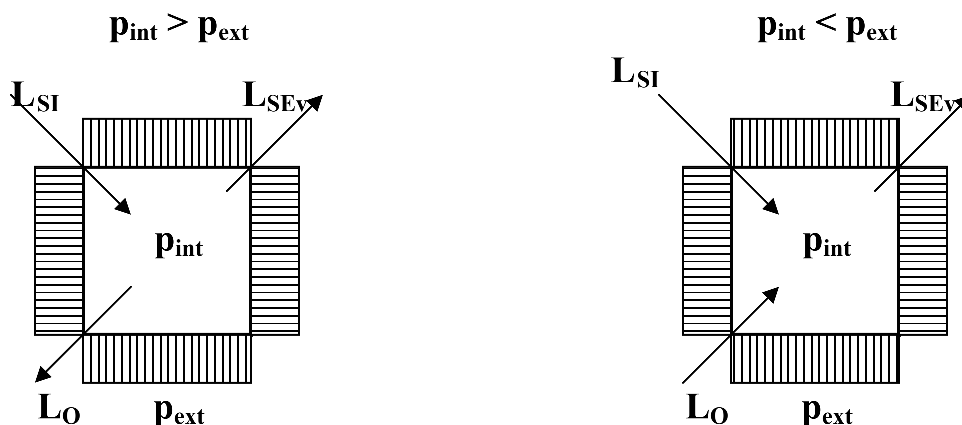


Figura 2.1.15. Repartiția presiunilor pentru o incintă ventilată.

Cele trei efecte motoare se suprapun in realitate, generând un câmp de presiune rezultant care conduce la diferențe de presiune pentru fiecare element de construcție şi pentru fiecare incintă.

Debitele de aer

Diferențele de potențial de presiune induc debite de aer prin orificiile existente în elementele construcție. Simplificat, aceste orificii sunt reprezentate prin două modele:

- *orificii de mici dimensiuni* (fisuri, crăpături, microcanale, fante, pori etc), caracterizate prin faptul că curgerea aerului prin secțiunea de trecere se realizează într-un singur sens.

- *orificii de dimensiuni mari* (uşi, ferestre, etc), pentru care curgerea prin secțiune se poate realiza (simultan) în mai multe sensuri.

- Debitul de aer printr-un orificiu de dimensiuni mici poate fi evaluat prin relația:

$$L = B\, S\, \Delta p^{n} \qquad (m^3/s) \qquad (2.1.59)$$

în care: *B: coeficient de debit al orificiului;*

S: suprafața de trecere a orificiului

Δp: diferența de presiune asupra orificiului (elementului de constructie care conține orificiul);

n: exponent (funcție de tipul curgerii)

- Pentru orificii mari, este necesară determinarea axelor neutre ale curgerii, precum şi variația diferențelor de presiune atât în plan orizontal, cât şi în plan vertical.

Măsuri constructive pentru micşorarea impactului energetic indus de transferul aeraulic prin clădiri.

Debitele de căldură pentru încălzirea aerului ce pătrunde din exterior pot avea valori foarte mari. Adeseori, ele pot depăşi debitele de căldură pentru compensarea pierderilor de căldură spre exterior.

Deoarece debitele de aer generate de vânt şi de diferența de densitate au valori şi direcții ce pot fi foarte diferite (datorită variabilității acestor fenomene), modalitatea curentă de rezolvare (de luare în calcul a fenomenului) pentru cerințele sezonului rece constă în micşorarea permeabilității la aer a structurilor şi a clădirilor în general, asociată cu prevederea de sisteme de ventilare controlată pentru asigurarea debitului necesar de aer proaspăt şi pentru înlăturarea umidității în exces.

Măsurile minime necesare sunt:

- montarea de tâmplărie (ferestre, uşi) cu grad de etanşare ridicat (în special la elementele exterioare), în corelare cu sisteme mecanice de ventilare (prevăzute cu dispozitive unisens şi de închidere automată);

- elementele perimetrale opace se vor realiza prin soluții constructive caracterizate printr-o permeabilitate redusă la aer .

- montarea straturilor cu permeabilitate aeraulică mică ('bariere aeraulice') la structurile cu porozitate structurală mare (pereți şi planşee din lemn, învelitori din şindrilă şi țiglă, etc.);

- etanşarea cu chituri de calitate corespunzătoare a rosturilor dintre panourile mari prefabricate (rosturile vor fi exclusiv de tip închis) pentru o deplină siguranță față de infiltrațiile de apă şi aer.

- montajul îngrijit la îmbinarea elementelor de construcție (îmbinare intre pereți, îmbinarea intre rama ferestrei si perete, etc); excluderea posibilităților de infiltrații (prin etanşare corespunzătoare) la suprafețele vitrate, luminatoare, tâmplărie fixă.

- concepția avantajoasă din punct de vedere arhitectural;

- poziționarea avantajoasă a clădirii în planul urbanistic, considerând şi direcția vânturilor dominante.

2.2. Sarcini şi consumuri energetice în perioada rece

Calculul energetic al unui sistem de încălzire poate avea în general următoarele scopuri:

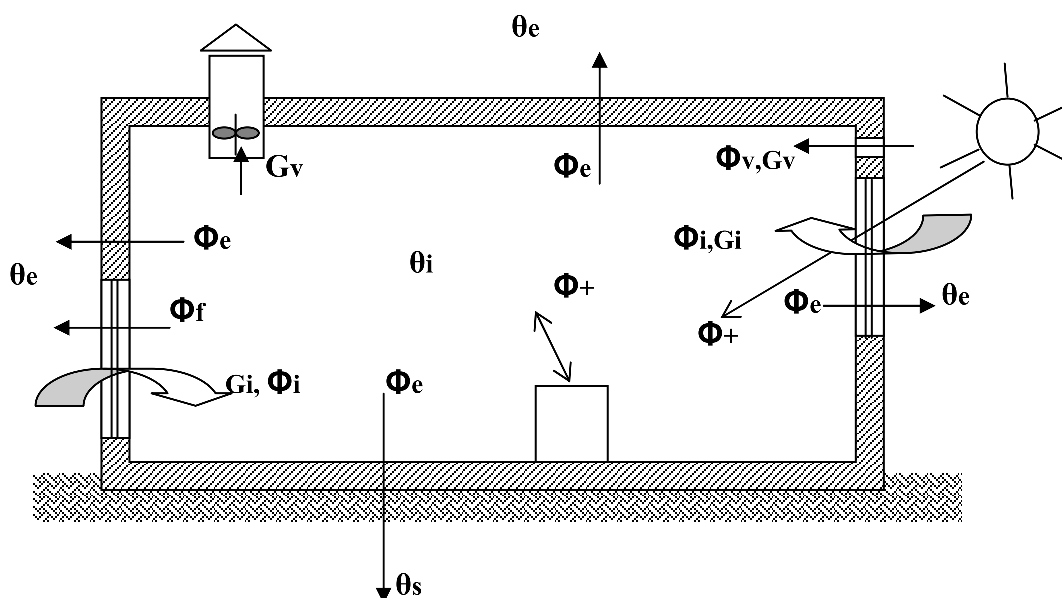
- determinarea puterii termice necesare ce trebuie furnizată de sistemul de încălzire pentru acoperirea sarcinii maxime de calcul pentru încăperea (clădirea) încălzită: această valoare fundamentează dimensionarea (alegerea) sistemului de încălzire necesar şi a echipamentelor componente.

- determinarea (previzională) a consumurilor de energie a unui sistem de încălzire dintr-o clădire, pentru menținerea microclimatului interior la parametri de temperatură ceruți.

2.2.1. Determinarea sarcinii termice de calcul pentru încălzire

Expunerea problemei

Pentru o clădire în perioada rece, transferurile termice sunt reprezentate schematic in figura 2.2.1 :



NECESARUL DE CĂLDURĂ = SARCINA TERMICĂ NECESARĂ ACOPERIRII PIERDERILOR DE CĂLDURĂ + APORTURI DE CĂLDURĂ RECUPERATE

$$\Phi = \Phi_e + \Phi_S + \Phi\, i + \Phi_+ \quad (W) \quad (2.2.1)$$

Φ_e= pierderi de căldură prin elementele de construcție aflate în contact cu aerul exterior sau cu alte spații adiacente (W).

Φ_S= pierderi de căldură prin elementele de construcție aflate în contact cu solul (W).

Φi= pierderi de căldură pentru încălzirea aerului exterior pătruns în încăpere (W).

Φv= sarcina termică necesară pentru încălzirea aerului exterior pătruns prin instalația de ventilare (W).

Φ_F= sarcina termică necesară pentru încălzirea aerului exterior pătruns prin infiltrație datorită neetanşeității ferestrelor şi acțiunii vântului (W).

Φp= sarcina termică necesară pentru încălzirea aerului exterior pătruns prin deschiderea uşilor exterioare (W).

$\Phi +$ = aporturi de căldură recuperate (W).

Metodele utilizate pentru calculul pierderilor de căldură sunt specifice fiecărei țări. Pentru România se aplica SR 1907/ 1997.

Metoda românească de calcul al pierderilor de căldură (SR 1907-1997)

(‘Necesarul de căldură de calcul. Prescripții de calcul’)

Domeniul de utilizare

Acest standard stabileşte metoda de calcul a necesarului de căldură de calcul pentru clădiri de locuit, terțiare şi industriale, în vederea dimensionării instalației de încălzire.

Standardul nu este aplicabil pentru încăperi subterane, încăperi fără inerție termică (sere, etc.), încăperi cu instalații de încălzire locală, având efecte pe zone limitate (şeminee, sobe, etc.), încăperi încălzite prin radiație, încăperi încălzite rar sau pentru perioade scurte.

Relații generale de calcul

Calculul se efectuează pentru fiecare încăpere care trebuie încălzită. Necesarul de căldură de calcul **Φ** pentru o încăpere se calculează cu relația :

$$\Phi = \Phi_T \left(1 + \frac{A_C + A_O}{100}\right) + \Phi_i \quad (W) \quad (2.2.2)$$

Φ_T : pierderi de căldură prin transmisie, în regim permanent, între interiorul şi exteriorul încăperii (W).

A_C, A_O : factori de compensare (-)

Φ_i : pierderi de căldură pentru reîmprospătarea aerului (W).

Aporturile gratuite de căldură recuperate în încăpere sunt luate în calcul numai dacă sunt permanente şi valoarea lor depăşeşte 5% din valoarea necesarului de căldură.

A. Pierderile de căldură prin transmisie $\mathbf{\Phi_T}$ sunt alcătuite din acele fluxuri termice care străbat elementele delimitatoare ale încăperii, spre medii exterioare adiacente aflate la temperaturi diferite de cele ale aerului din încăpere.

$$\Phi_T=\Phi_e+\Phi_S \quad \text{(W)} \quad (2.2.3)$$

A1 *Pierderi prin elementele de construcţie aflate în contact cu aerul exterior sau cu alte spaţii adiacente* $\mathbf{\Phi_e}$:

$$\Phi e = C_M \sum_{j=1}^{k} \left(m\ A \frac{\theta i - \theta e}{R_0} \right)_j \quad \text{(W)} \quad (2.2.4)$$

C_M: coeficient în funcţie de masa specifică a elementelor de construcţie interioare (m_{pi}) : acest coeficient corectează valoarea pierderilor de căldură în funcţie de capacitatea termică a elementelor de construcţie interioare.

Pentru $m_{pi} \leq 400$ kg pereţi interiori/ m^2 anvelopă $\Rightarrow C_M=1$

$m_{pi} > 400$ kg pereţi interiori/ m^2 anvelopă $\Rightarrow C_M=0,94$

- **m**: coeficient în funcţie de masivitatea termică a elementelor de construcţie exterioare. Coeficientul m este asociat temperaturii exterioare convenţionale de calcul şi adaptează valoarea diferenţei de temperatura între mediul interior şi cel exterior în corelare cu capacitatea termică a elementului de construcţie exterior (deci determină valorile temperaturii exterioare convenţionale de calcul pentru elementele de construcţie cu capacitate termică diferită de cea a elementului convenţional).

$$m=1,225-0,05*D \quad (2.2.5)$$

D= indice de inerţie termică a elementului de construcţie

$$D = \sum_{l=1}^{m} R_l s_l \quad (2.2.6)$$

$$s_{24} = 0{,}51\sqrt{\lambda \; Cp \; \rho} \qquad (2.2.7)$$

Pentru elementele de construcție care nu sunt în contact cu aerul exterior, **m=1**.

Pentru elementele de construcție fără inerție termică (ferestre, etc.), **m=1,2**.

- **A_j**: aria suprafeței elementului j (m^2)
- **θi**: temperatura de calcul a aerului interior (°C) [5]
- **θext**: temperatura de calcul a aerului exterior elementului de construcție (°C)

  θext=**θe** = temperatura exterioară convențională de calcul a aerului (°C) – conform [5];

  θext=**θadj** = temperatura aerului din încăperea adiacentă (°C) egală cu:

  -temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile încălzite ***sau***

  -temperatura aerului determinată prin bilanț termic în regim staționar pentru încăperile neîncălzite.
- **R_0**: rezistența termică medie corectată a elementului de construcție (m^2 K/ W)

A2 *Pierderi prin elementele de construcție aflate în contact cu solul* $\mathbf{\Phi_S}$:

Modalitatea de calcul a Φ_S depinde de forma geometrică a clădirii. Pentru clădiri de forma unui paralelipiped, relația de calcul pentru Φ_S este:

$$\Phi s = \Phi p + \Phi_{bc,e} + \Phi_{bc,i} \qquad (W) \qquad (2.2.8)$$

Φp: pierderi prin pardoseală şi prin pereții aflați în contact cu solul, spre pânza de apă freatică sau spre sol (W).

$\Phi_{bc,e}$: pierderi prin pardoseală şi prin pereții aflați în contact cu solul, spre aerul exterior (W).

$\Phi_{bc,i}$: pierderi prin pardoseală şi prin pereții aflați în contact cu solul, spre aerul din încăperile adiacente (W).

- $$\Phi p = Ap\,\frac{\theta i - \theta p}{Rp} \qquad (W) \qquad (2.2.9)$$

  Ap: aria cumulată a suprafețelor pardoselii şi a pereților aflați sub nivelul terenului pentru încăperea L (m^2).

θp: temperatura stratului de apă freatică sau a solului la adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat (în cazul inexistenței stratului de apă freatică) (°C). θp depinde de zona climatică si de condițiile locale.

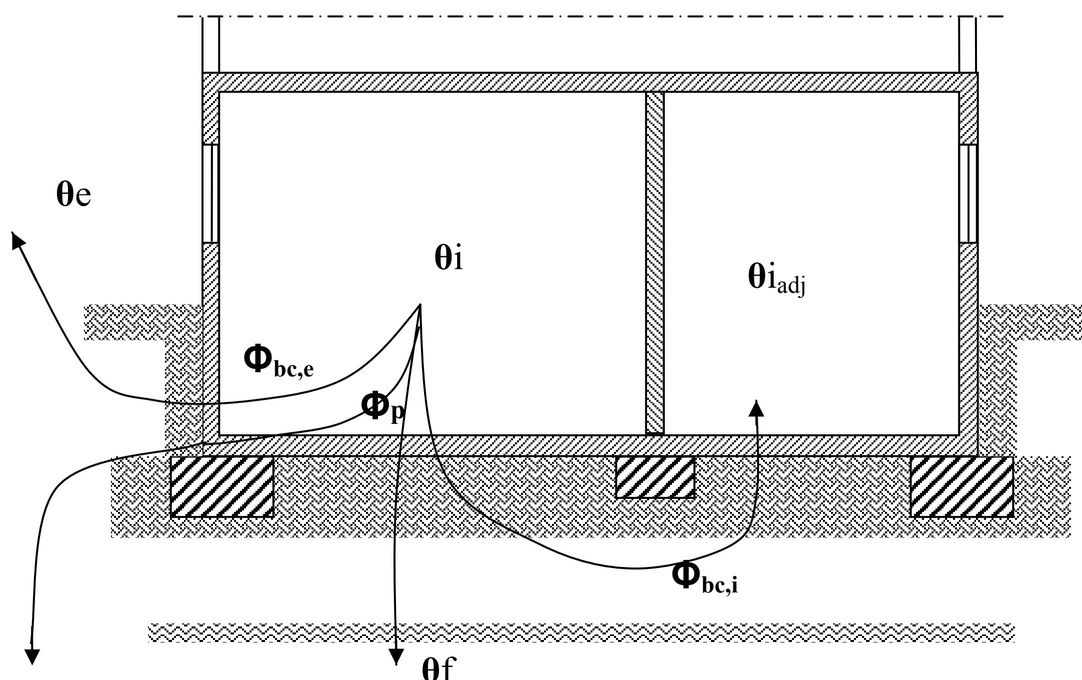


Figura 2.2.2 Reprezentarea fluxurilor termice prin elemente de construcție în contact cu solul, conform metodologiei din SR 1907/97.

Rp: rezistența termică cumulată a pardoselii şi a stratului de pământ cuprins între pardoseală şi adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat, sau a stratului de apă freatică.

$$Rp = \frac{1}{\alpha i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \qquad (m^2\ K/W) \qquad (2.2.10)$$

- $$\Phi_{bc,e} = C_M \frac{m_S}{n_S} A_{bc,e} \frac{\theta i - \theta e}{R_{bc,e}} \qquad (W) \qquad (2.2.11)$$

m_S: coeficient în funcție de masivitatea termică a solului

n_S: coeficient în funcție de conductivitatea termică a solului

$A_{bc,e}$: aria unei suprafețe (numita 'bandă de contur') cu lățimea de un metru situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței A_p pentru încăperea L (m^2).

$R_{bc,e}$: rezistența la transfer termic a pereților în contact cu solul şi a solului față de aerul exterior (m^2 K /W).

$R_{bc,e}$ are valori in funcție de cota pardoselii aflată în contact cu solul, de grosimea fundației şi de adâncimea pânzei de apă freatică (m^2 K /W).

- $$\Phi_{bc,i} = \frac{1}{n_S} A_{bc,i} \frac{\theta i - \theta i_{adj}}{R_{bc,i}} \quad \text{(W)} \qquad (2.2.12)$$

n_S: coeficient în funcție de conductivitatea termică a solului

$A_{bc,i}$: aria unei suprafețe perimetrale de lățime unitară a pereților interiori, comuni cu încăperile adiacente L_{adj} , şi în contact cu solul, pentru încăperea L (m^2).

$R_{bc,i}$: rezistența la transfer termic a pereților în contact cu solul şi prin sol, spre încăperile adiacente L_{adj} (m^2 K /W).

$R_{bc,i}$ este în funcție de cota pardoselii în contact cu solul, de grosimea fundației pereților interiori şi de adâncimea pânzei de apă freatică (m^2 K /W).

B. Factorii de compensare

Fluxul termic cedat prin transmisie, Φ_t, este corectat prin:

-factorul de compensare pentru expunerea diferită la radiația solară A_0 ,

- factorul de compensare a efectului suprafețelor interioare reci Ac.

B1. Factorul de compensare pentru expunerea diferită la radiația solară A_0

Acest factor se aplică la încăperi cu pereți exteriori, şi are valoarea corespunzătoare peretelui exterior cel mai defavorabil orientat. Compensarea se referă la fluxurile de căldură 'gratuită' de la soare, care sunt mai mari pentru o încăpere cu un element de construcție orientat spre sud, față de altă încăpere (identică) amplasată pe o altă orientare (de exemplu nord). Prin aplicarea acestui factor de compensare se urmăreşte ca, în funcționare, încăperile sa aibă aceeaşi temperatură a aerului interior.

Orientare	N, NE, NV	E, V	S, SE, SV
Ao	+5	0	-5

B2.Factorul de compensare a efectului suprafețelor interioare reci Ac

Acest factor se aplică pentru corectarea bilanțului termic al corpului uman în cazul încăperilor care au elemente de construcție cu rezistență specifică redusă (de exemplu ferestrele exterioare). In calculele de verificare a condiției de evitare a fenomenului de radiație rece au fost incluse doar elementele opace delimitatoare ale încăperilor (asupra cărora se poate acționa prin izolare termică): în cazul încăperilor cu suprafețe delimitatoare vitrate mari sau cu rezistente termice reduse, pentru micşorarea efectului de radiație rece soluția este de a compensa pierderile radiative prin fluxuri convective, adică prin creşterea temperaturii aerului interior. Factorul de compensare conduce la mărirea necesarului de căldură al încăperilor, valoarea acestui factor fiind funcție de rezistența termică medie a încăperii Rm :

$$Rm = \frac{A_T \left(\theta i - \theta e\right) C_M}{\Phi_T} \quad (m^2\,K\,/W) \qquad (2.2.13)$$

în care A_T : aria suprafeței totale a încăperii (m^2)

$R_T \downarrow \Rightarrow AC \uparrow$

C . Φ_i pierderi pentru încălzirea aerului exterior pătruns în încăpere Φi.

Aerul exterior pătrunde în încăperi datorită efectului cumulat al vântului, diferențelor de densitate ale aerului şi al instalațiilor de ventilare (vezi capitolul 2.1.2). Debitele de aer pătrunse în încăperi trebuiesc aduse la temperatura microclimatului interior din acestea, deci fluxurile termice necesare pentru încălzirea acestora sunt 'sarcini' pentru instalațiile interioare de încălzire. Standardul [5] prevede calcularea a două debite de aer exterior pătrunse în încăperi: debitul minim necesar pentru împrospătarea aerului, respectiv debitul de aer pătruns din exterior ca urmare a efectului combinat al vântului şi al efectului termic. Valoarea cea mai mare este luata în calcul pentru stabilirea sarcinii termice pentru încălzirea aerului pătruns din exterior:

$$\Phi i = MAX\,(\Phi i_1, \Phi i_2) \quad (W) \qquad (2.2.14)$$

►**Φi_1** : sarcina termică pentru încălzirea aerului care pătrunde prin neetanşeitățile uşilor şi ferestrelor exterioare şi a aerului pătruns la deschiderea acestora, determinată

ținând cont de numărul de schimburi de aer necesar în încăpere din condiții de confort fiziologic (aerisire voluntară, ventilație naturală, ventilație mecanică controlată, etc.).

$$\Phi i1 = \left[n_{ao} C_M \; V\rho \;\; Cp\left(\theta i - \theta e\right) + \Phi u \right]\left(1 + \frac{Ac}{100}\right) \qquad \text{(W)} \qquad (2.2.15)$$

n_{ao} :numărul de schimburi de aer (m^3 /s m^3)

(camere de locuit n_{ao}=0,22x10^{-3} m^3 /s m^3,

bucătării n_{ao}=0,33x10^{-3} m^3 /s m^3,

săli de baie n_{ao}=0,28x10^{-3} m^3 /s m^3)

V : volumul încăperii (m^3)

ρ : densitatea aerului interior (kg /m^3)

Cp : căldura specifică la presiune constantă a aerului interior (J /kg K)

Φu= sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns prin deschiderea ușilor exterioare (W) .

►**Φi_2** : sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanseitățile ușilor și ferestrelor exterioare și a celui pătruns prin deschiderea acestora, determinată de acțiunea vântului și a presiunii termice.

$$\Phi i2 = \left\{ C_M \left[E \sum i \; L \; v^{4/3} \left(\theta i - \theta e\right) \right] + \Phi u \right\}\left(1 + \frac{Ac}{100}\right) \qquad \text{(W)} \qquad (2.2.16)$$

în care: E : factor în funcție de înălțimea clădirii, ce ține cont de variația verticală a vitezei vântului și a tirajului termic;

i : coeficient de infiltrație a aerului prin rosturi (W/m K $(m/s)^{4/3}$);

L : lungimea rosturilor ușilor și ferestrelor din fațadele supuse acțiunii vântului (m);

v : viteza convențională a vântului de calcul (m/s)

Φu= sarcina termică pentru încălzirea aerului exterior pătruns prin deschiderea frecventa a ușilor exterioare (W).

Din anul 2004 a fost adoptat SR EN 12831-2004 Sisteme de încălzire a clădirilor. Metodă de determinare a necesarului de căldură de calcul.

Metoda prezentată conduce la determinarea valorilor de dimensionare a echipamentelor care compun sistemele de încălzire: determinarea consumurilor de căldura instantanee, precum şi a celor cumulate reprezintă o sarcina mult mai amplă, ținând cont de complexitatea fenomenelor nestaționare implicate. Pentru evaluarea consumurilor de căldură pe o anumită perioadă se pot utiliza: metoda numărului de grade zile SR 4839/ 1997 (Instalații de încălzire. Numărul anual de grade -zile), respectiv metoda SR EN ISO 13790/2005 (Performanța termică a clădirilor- Calculul necesarului de energie pentru încălzire)

2.2.2 Evaluarea consumurilor energetice pentru încălzire

Metoda numărului anual de grade-zile

Numărul de grade –zile reprezintă o caracteristică a corelației climă-microclimă pentru construcții, în funcție de specificul lor şi de zona climatică şi geografică în care sunt amplasate. Noțiunea de grade-zile a fost introdusă pentru a permite determinarea energiei termice consumate pe o anumită perioadă dată şi pentru a efectua comparații între consumurile energetice pentru încălzire la clădiri situate în zone climatice diferite.

Principiul metodei constă în însumarea, zi după zi, a diferențelor de temperatură existente între temperatura microclimatului interior şi temperatura mediului ambiant exterior.

După natura temperaturilor interioare şi exterioare considerate în calcul, deosebim:

- *grade-zile de calcul*, pentru care se consideră temperatura interioară convențională de calcul, respectiv media zilnică a temperaturilor exterioare;
- *grade-zile efective*, pentru care se consideră valorile efectiv realizate ale temperaturilor interioare şi exterioare.

Numărul N de grade-zile corespunzător unei anumite perioade de încălzire este:

$$N = \sum_{x=1}^{z}\left(\theta_{i,x} - \theta_{e,x}\right) = \left(\theta_i - \theta_e\right)\cdot z \qquad (2.2.17)$$

unde: • θ_i reprezintă temperatura interioară medie a construcției, în °C:

$$\theta_i = \frac{\sum_{x=1}^{z}\theta_{i,x}}{z},\ \theta_{i,x} = \frac{\sum_{j=1}^{n}\theta_{i,j}V_j}{\sum_{j=1}^{n}V_j} \qquad (°\text{C}) \qquad (2.2.18)$$

- V_j reprezintă volumul încăperii j (m^3);
- $\theta_{i,j}$ reprezintă temperatura interioară medie zilnică a încăperii j
- n reprezintă numărul de încăperi ale construcției.
- θ_e reprezintă temperatura exterioară medie (°C):

$$\theta_e = \frac{\sum_{x=1}^{z}\theta_{e,x}}{z}$$

Numărul anual de grade-zile de calcul pentru o anumită localitate se determină pentru perioada în care temperaturile exterioare medii zilnice nu depăşesc o valoare limită dată (perioada de utilizare a instalației de încălzire).

Standardul european SR EN ISO 13790/ 2005 prezintă o metodă de calcul simplificat pentru evaluarea necesarului anual de energie pentru încălzirea spațiilor dintr-o clădire. Metoda este bazată pe un bilanț energetic care ia în considerare variațiile temperaturilor interioare şi exterioare, precum şi efectul dinamic al aporturilor de caldură interioare şi de la soare.

Capitolul 3. SISTEME DE ÎNCĂLZIRE

Generalităţi.

Sistemele de încălzire au rolul de a realiza şi menţine temperaturile interioare din încăperi la valorile necesare (rezultate din condiţii de confort termic sau din condiţii tehnologice), indiferent de solicitările climatului exterior, în perioada rece. Sistemele de încălzire realizează acest scop prin introducerea în încăperi a unor fluxuri de căldură care compensează pierderile termice, astfel încât bilanţul termic al încăperii să se realizeze în condiţiile menţinerii temperaturilor aerului şi ale suprafeţelor interioare ale elementelor de construcţie la valorile necesare.

Simplificat, un sistem de încălzire este compus (figura 3.1.1) dintr-o sursă primară SP (în care, pe baza energiei primare- energia combustibilului, energia geotermală, etc. – se obţine energie termică), o reţea de transport RD a căldurii produse şi mai multe surse terminale (finale) ST, care transmit energia primită către încăperi.

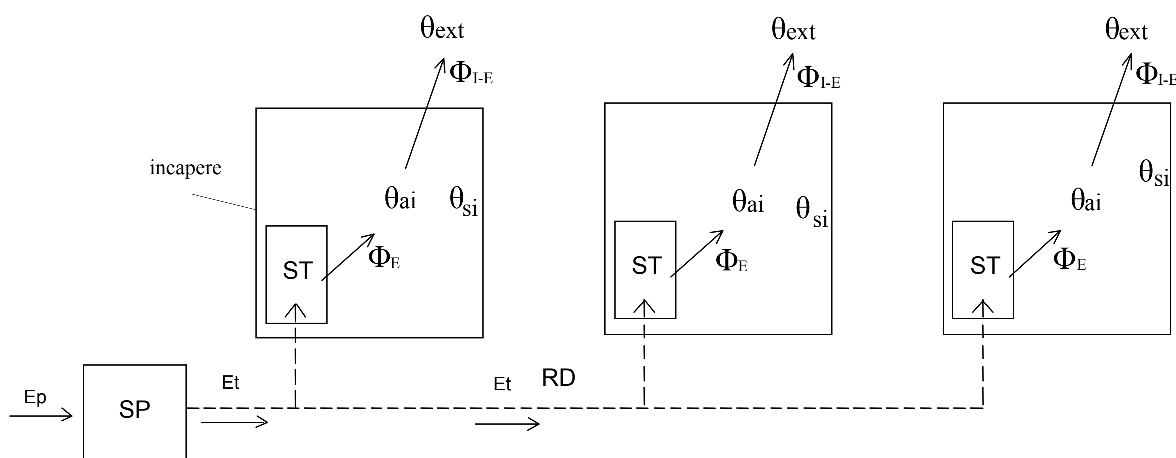


Figura 3.1.1 Schema unui sistem de încălzire: SP: sursa primara; ST: sursa terminală; RD: reţea de distribuţie; Ep: energia primară; Et: energie termică; ΦE: flux termic emis către încăpere; ΦI-E: flux termic pierdut către exterior; θai : temperatura aerului interior; θsi : temperatura suprafeţelor delimitatoare interioare; θext : temperatura aerului exterior.

In sezonul rece, fluxurile termice emise către încăpere de către ST compensează pierderile de căldură către exterior Φ_{i-e}, astfel încât temperatura interioară (θ_{ai}) să rămână constantă.

Fluxurile termice pierdute de încăpere către exterior sunt variabile (datorită variațiilor climatului exterior). Sistemul de încălzire trebuie deci să introducă în încăpere un flux termic de asemenea variabil, care să închidă bilanțul termic al încăperii pentru obținerea şi menținerea temperaturilor (θaer, θsi) la valorile necesare. Acest proces este puternic influențat de comportamentul neinerțial al clădirii, peste care se suprapun caracteristicile sistemului de încălzire şi cerințele (variabile) ale utilizatorilor încăperilor (clădirii). Acest complex de factori trebuie bine corelat pentru a se obține rezultatul dorit cu cheltuieli minime şi fără implicații majore asupra mediului înconjurător.

3.1 Clasificarea sistemelor de încălzire:

<u>După poziția relativă a sursei primare şi a sursei finale</u>:

◙ **sisteme locale de încălzire**: caracterizate prin faptul că cele două surse (primară şi terminală) alcătuiesc un singur aparat, amplasat în încăperea care se încălzeşte (figura 3.1.2 - A). Aparatul local de încălzire este plasat în încăperea servită şi este alimentat cu energie primară (combustibil fosil sau electricitate) şi cu produse auxiliare (aer de ardere, energie electrică- pentru pompe, pentru ventilatoare, pentru sistemul de automatizare etc.). De asemenea, de la aparatul local trebuie realizată evacuarea produselor reziduale din transformarea energiei primare în căldură (gaze arse, cenuşă, etc.). Contorizarea energiei consumate se face pe baza consumurilor de energie primară înregistrate.

Exemple: sobe şi şeminee (combustibil lichid, gazos sau solid), convectoare (cu gaze sau electrice), generatoare de aer cald (cu gaze sau cu combustibil lichid), tuburi radiante cu gaze, radianți (electrici sau cu gaze), pompe de căldură monobloc sau multi-bloc.

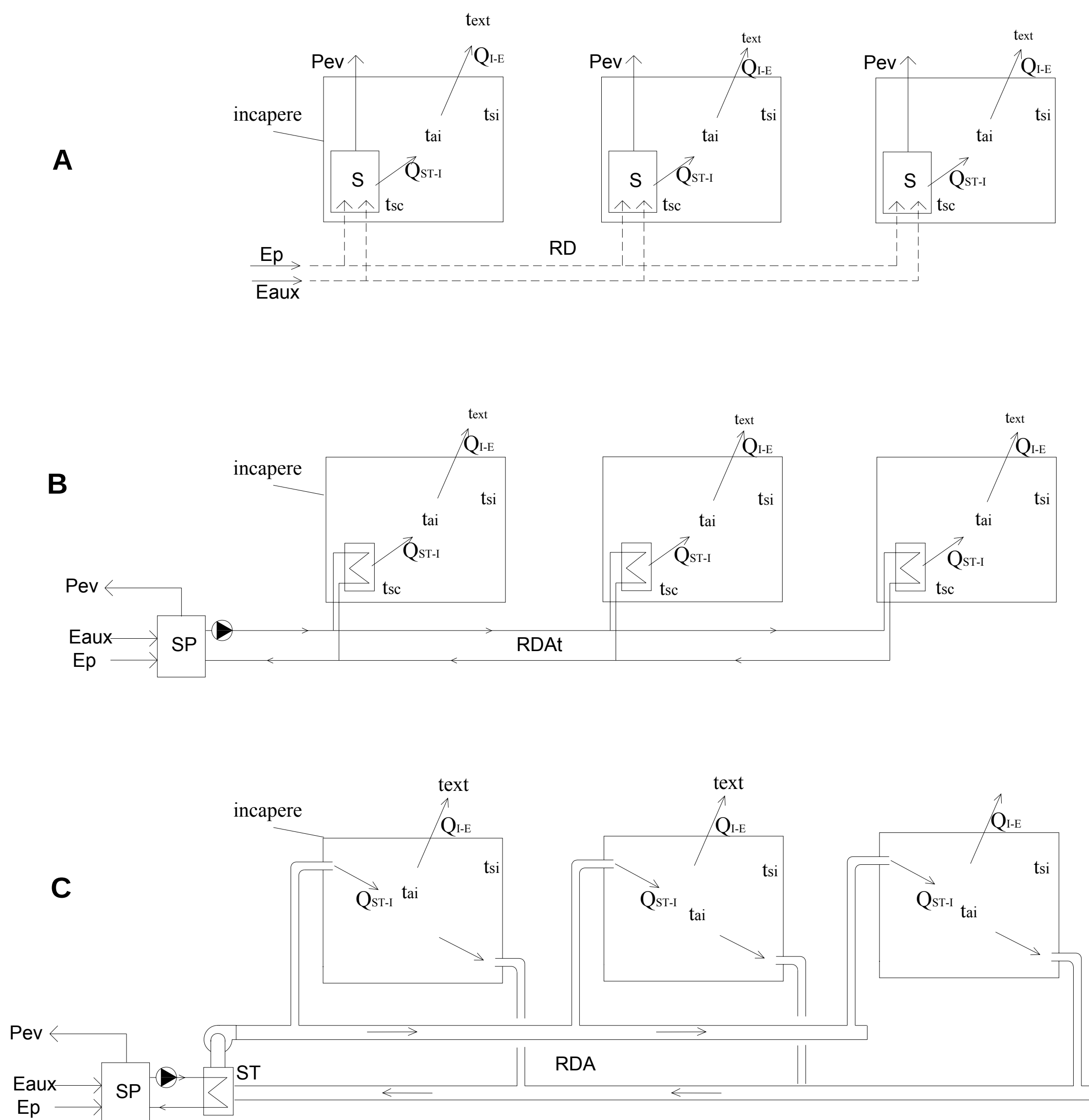


Figura 3.1.2 Tipuri de sisteme de încălzire: A- sistem de încălzire cu aparate alimentate direct cu energie primară (sisteme locale); B- sistem de încălzire cu agent termic intermediar; C- sistem de încălzire centrală cu aer. SP: sursa primară, ST: sursa terminală (finală), RA: rețea de alimentare cu Ep şi Eaux; RDAt: rețea de distribuție agent termic; RDA: rețea de distribuție aer; Ep: energie primară; Eaux: elemente auxiliare pentru transformarea Ep în energie termică; Pev: produse rezultate din transformare; ΦST-I : flux termic introdus de ST în încăpere; Q_{I-E} : flux termic pierdut către exterior; tai : temperatura aerului interior; text : temperatura aerului exterior; tsi : temperatura suprafețelor interioare.

Particularități: pot funcționa independent față de aparatele din celelalte încăperi, nu sunt afectate de îngheț, confortul termic este modest (datorită neuniformității spațiale şi temporale a temperaturilor realizate).

Inconveniente: necesită măsuri de supraveghere, control, siguranță în exploatare (impuse de manipularea combustibililor şi a produselor reziduale) ce

trebuiesc luate de fiecare consumator. Aduc pericolele şi disconfortul manipulării fluxurilor de energie primară, a produselor auxiliare şi a produselor reziduale în zona servită (zona utilizatorilor).

Aplicații recomandate: în încăperi încălzite intermitent, cu perioade mari de întrerupere şi cu pericol de îngheț, sau în care este necesară încălzirea zonală, în condiții limitate de confort termic.

◙ **sisteme centralizate de încălzire**:

Sunt sisteme la care transformarea energiei primare în căldură se face
într-o ”centrală”, de la care căldura este transportată printr-o rețea de distribuție către aparatele terminale amplasate în încăperi. Fluxurile de energie primară, produsele auxiliare şi produsele reziduale sunt localizate la nivelul ”centralei”, fără a implica zonele servite.

Exemple: sisteme de încălzire centrală de apartament, de clădire, de complex, de cvartal, de cartier; sistem de încălzire centrală cu aer.

► ***Exemplul 1***: încălzirea urbană cu centrale de cogenerare (figura 3.1.3): energia primară este transformată în lucru mecanic (prin intermediul căruia se obține energia electrică- energie superioară) şi căldură; căldura rezultată este transportată (prin intermediul unui agent termic intermediar- apă fierbinte sau abur) în puncte termice de transformare amplasate în apropierea consumatorilor. In aceste puncte termice se prepară agentul termic necesar pentru încălzire (apa caldă la parametri necesari) respectiv pentru prepararea apei calde de consum menajer. Aceste fluide sunt livrate către consumatori prin rețele de distribuție secundare. Contorizarea şi facturarea se face pe baza consumurilor de căldură şi apă caldă menajeră înregistrate la fiecare clădire şi prin defalcarea cheltuielilor pentru fiecare apartament (zonă de proprietate).

Particularități:

-utilizează superior energia primară (se produce şi energie electrică, transformarea combustibilului se face cu randamente superioare, pot fi utilizați combustibili inferiori).

Figura 3.1.3 Schema unui sistem de termoficare urbană.

- îndepărtează fluxurile de energie primară, de produse auxiliare şi de produse reziduale din zonele servite (centralele se amplasează la 10-30 km de zonele principale de consum), ceea ce limitează aglomerația şi poluarea din zonele urbane. Siguranță în exploatare şi preț mic al energiei produse şi al instalației de consum pentru utilizatori.

Inconveniente: costuri inițiale de investiție mari (la nivel de sistem); performanțe mai mici în timpul verii (când căldura reziduală nu poate fi utilizată decât pentru prepararea apei calde menajere şi eventual pentru producere de frig).

Aplicații recomandate: zone urbane sau industriale cu densitate mare de consumatori.

► ***Exemplul 2***: încălzirea centrală cu centrale termice de clădire (figura 3.1.2-B): energia primară este transformată în căldură într-o centrală termică, de unde este transportată prin intermediul unui agent termic de încălzire (apă caldă), printr-o rețea de distribuție de clădire, către consumatori (apartamente). Contorizarea consumurilor se face prin măsurarea consumului de combustibil utilizat şi prin defalcarea cheltuielilor pentru fiecare apartament.

Particularități: randamente bune ale arderii combustibilului (datorită puterii mari a cazanelor), depinzând însă de modul de exploatare; utilizează combustibili superiori. Fluxurile de energie primară, produse auxiliare şi produse reziduale sunt localizate spre şi din centrala termică de clădire. Poluarea atmosferică este adusă în zonele urbane. Siguranță în exploatare şi preț mediu al energiei produse pentru consumatori; preț suplimentar pentru sursa termică şi pentru defalcarea consumurilor.

Inconveniente: Poluare atmosferică suplimentară şi aglomerarea zonelor servite; costuri de investiție (la nivel de sistem) mai reduse, dar plătite de proprietari.

Aplicații recomandate: clădiri condominiale aflate în zone fără rețea de încălzire urbană.

► ***Exemplul 3***: încălzirea centrală cu centrale termice de apartament (sau de clădire individuală): energia primară este transformată în căldură care este transportată prin intermediul unui agent termic de încălzire (apă caldă) printr-o rețea de distribuție de apartament către aparatele de încălzire.

Particularități: randamente mai reduse ale arderii combustibilului (pierderi mai mari la cazanele mici, diferențe în mentenanță şi în exploatare); utilizează combustibili superiori. Fluxurile de energie primară, produse auxiliare şi produse reziduale sunt localizate spre şi din centrala termică de apartament. Poluarea atmosferică este adusă în zona clădirii (apartamentelor). Siguranța în exploatare la consumatori depinde de modul de utilizare, întreținere şi de supraveghere; preț mare al energiei produse.

Inconveniente: Poluarea atmosferica suplimentară şi aglomerarea zonelor servite; costuri de investiție mai mari, plătite de proprietari.

Aplicații recomandate: clădiri individuale aflate în zone fără rețea de încălzire urbană.

După modul de transmitere a energiei termice de la sursa terminală către încăpere:

■ ***sisteme de încălzire convective***: sisteme la care aparatele terminale încălzesc încăperile preponderent prin convecție (figura 3.1.4 - A):

-*cu convecție liberă (naturală)* : convectoare: sunt aparate care creează o circulație naturală a aerului în jurul suprafeței încălzitoare (țeava cu aripioare) datorita forței ascensionale a aerului încălzit: recircularea aerului în jurul acestei suprafețe conduce la încălzirea întregului volum de aer din încăpere.

-*cu convecție forțată* : ventiloconvectoare, aeroterme, CTA, etc. : sunt aparate care creează o circulație forțată a aerului în jurul suprafeței încălzitoare (baterie de încălzire cu țevi şi aripioare) datorită energiei mecanice introduse de un ventilator. Jeturile de aer cald încălzesc aerul din încăpere prin amestec şi prin recircularea aerului.

Particularități: viteză mare a curenților de aer interiori; temperaturi mai mici ale suprafețelor delimitatoare interioare; viteză mare de încălzire a aerului (mai ales la aparatele cu convecție forțată); capacitate termică mică (reacție rapidă a aparatului atât la încălzire cât şi la răcire).

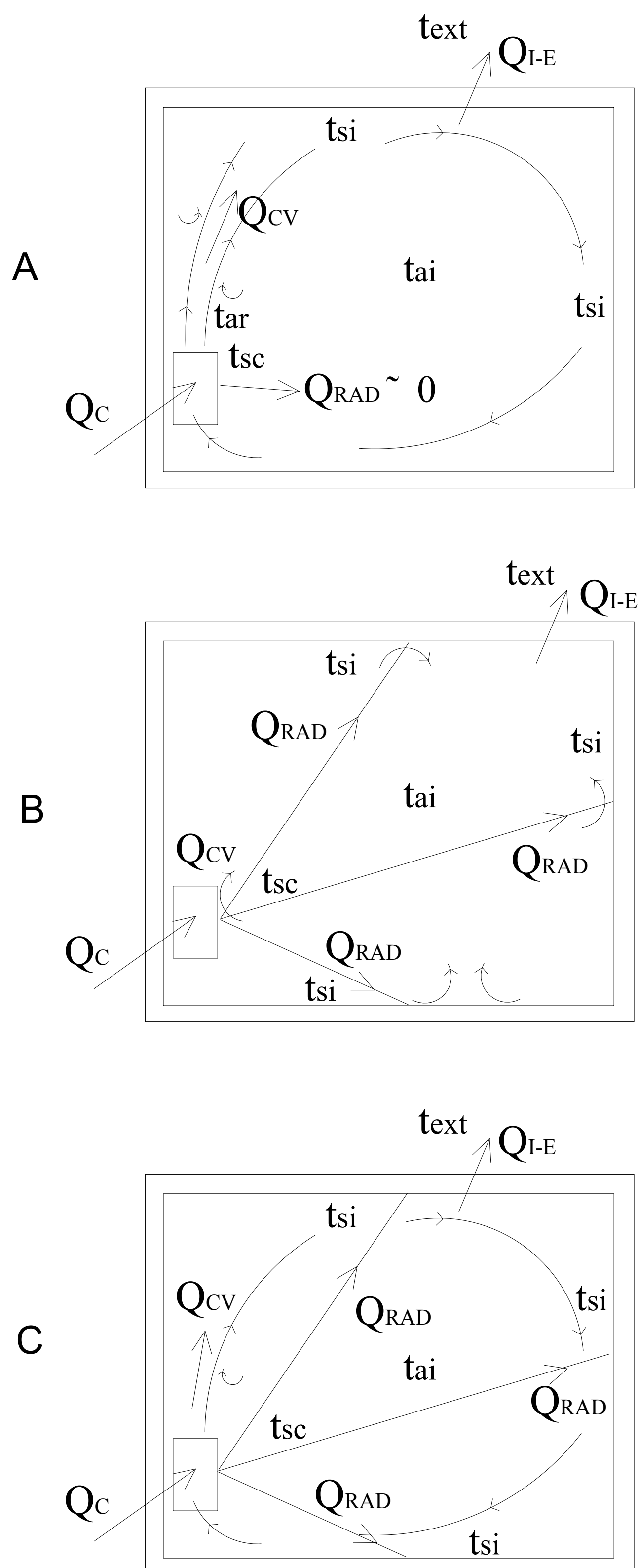


Figura 3.1.4 Moduri de încălzire a încăperilor: A- încălzirea convectivă; B- încălzirea radiativa; C- încălzirea conecto-radiativa. UT: unitate terminală; I: încăpere; Q_C : flux termic introdus; Q_{RAD} : flux termic emis către încăpere prin radiație; Q_{CV}: flux termic emis către încăpere prin convecție; tai: temperatura aerului interior; tsi: temperatura suprafețelor delimitatoare interioare; tsc : temperatura suprafeței UT; tar : temperatura aerului refulat de UT.

Inconveniente: confort termic limitat, ridicarea prafului, consum de energie electrică (aparatele cu ventilator), stratificare termică accentuată a aerului în încăperi cu înălțime mare.**Avantaje**: pot fi folosite şi pentru răcirea spațiilor (aparatele cu convecție forțată).

Aplicații recomandate: încălzirea spațiilor în care persoanele au un grad mediu de îmbrăcare, în care desfăşoară activități pe perioade limitate; pentru încăperi cu înălțime redusă (hmax=5 m), cu program neuniform de utilizare şi aporturi de căldură (soare, persoane, etc) cu variabilitate mare.

Aplicații nerecomandate: încălzirea locuințelor, încălzirea incintelor cu înălțime mare.

■ ***sisteme de încălzire radiative***: sisteme la care aparatele terminale emit căldura preponderent prin radiație (figura 3.1.4-B):

- *sisteme radiative de temperatură joasă* : pardoseală radiantă, plafon radiant, perete radiant.

Sistemul realizează încălzirea încăperilor pornind de la o suprafața (pardoseală, plafon, perete) încălzită printr-un element încălzitor înglobat în aceste elemente de construcție. Temperatura suprafețelor este limitată din condiții de confort termic uman, ceea ce conduce la puteri limitate de încălzire.

Particularități: viteză mică a curenților de aer interior; temperaturi mari ale suprafețelor delimitatoare interioare; temperatura de confort termic uman pentru aerul interior este mai scăzută; viteză mică de încălzire a aerului (mai ales la pardoseala radiantă); capacitate termică mare (reacție lentă a sursei terminale).

Inconveniente: putere termică redusă; reacție lentă la modificarea sarcinii termice a încăperii, preț de cost ridicat, montare elaborată.

Avantaje: confort termic superior, stratificare termică mică a aerului în încăperi cu înălțime mare, avantaje energetice la utilizarea surselor primare cu energie regenerabilă - geotermale, solare, sau pentru cazanele cu condensare; încălzirea zonei inferioare a încăperilor cu înălțime mare, respectiv încălzirea pe zone a acestora; pot fi utilizate şi pentru răcirea spatiilor.

Aplicații recomandate: încălzirea spațiilor de locuit cu aporturi solare limitate, cu program de utilizare uniform; pentru încălzirea zonei inferioare a încăperilor cu înălțime mare.

Aplicații nerecomandate: încălzirea spațiilor după programe cu neuniformitate mare de utilizare; încălzirea în spații cu aporturi de căldură (soare, persoane, etc) cu variabilitate mare.

■ *sisteme radiante de temperatură medie* : panouri radiante, tuburi radiante cu gaze.

Sistemul realizează încălzirea încăperilor pornind de la o suprafață (panou radiant) încălzită de la un agent termic încălzitor (apă caldă, apă fierbinte, abur, gaze arse). Temperatura panoului se situează între 100-400 grd. Aceasta impune poziționarea panourilor la înălțimi medii (5-10 m) pentru evitarea depăşirii valorilor admisibile ale fluxului radiant asupra capului. Aplicații industriale. Panourile sunt prevăzute cu deflectoare care au rolul canalizării radiației termice înspre zona inferioară, în zona de lucru. Căldura emisă de panourile radiante este transmisă prin radiație termică către pardoseală şi zona inferioară a pereților. Aerul se încălzeşte prin contact cu aceste suprafețe. Gradientul termic vertical este redus, încălzirea realizându-se cu consumuri reduse de căldură.

Particularități: viteza mică a curenților de aer interior; temperaturi ridicate ale suprafețelor delimitatoare interioare; temperatura de confort termic uman pentru aerul interior este mai scăzută (avantaje asupra metabolismului); se montează la înălțimi mari (aplicații industriale).

Avantaje: confort termic în condiții de economicitate, stratificare termică mică a aerului în încăperi cu înălțime mare; încălzirea economică a zonei inferioare a încăperilor cu înălțime mare, respectiv încălzirea zonală a acestora.

Aplicații recomandate: încălzirea spațiilor industriale, cu program de utilizare neuniform (mai ales pentru panourile cu gaze arse).

- *sisteme de temperatură înaltă* : radianți cu gaze, electricitate

Sistemul realizează încălzirea încăperilor pornind de la o suprafață (radiant) încălzită prin combustia unui combustibil gazos sau lichid sau încălzită electric. Temperatura

panoului se situează între 600-1000 grd., iar înălțimea de amplasare este mare (10 -20 m).

■ ***sisteme de încălzire convecto-radiative***: sisteme la care aparatele terminale emit căldura către încăperi prin radiație şi convecție naturală, în proporții aproximativ egale (figura 3.1.4-C): aceste aparate ('radiatoare') au o suprafață mare de transfer termic, cu temperatură foarte apropiată de cea a agentului termic, ceea ce conduce la fluxuri radiative importante. De asemenea, 'radiatoarele' generează o circulație convectivă a aerului prin încăpere (asemănătoare cu cea descrisa la convectoare, dar cu viteze mai reduse), care conduce la o încălzire mai rapidă a încăperilor cu înălțime mică.

Particularități: Aceste aparate conduc la un bun compromis între confortul realizat (din punct de vedere al temperaturilor aerului şi al suprafețelor delimitatoare precum şi al vitezei curenților de aer) şi costurile de investiție şi de exploatare. Nu pot fi utilizate pentru răcirea spatiilor.

Aplicații recomandate: încălzirea cvasi-permanentă a spațiilor cu înălțime redusa (până la 4 m), cu condiții necesare de confort mai ridicate. Încălzirea de gardă pentru spații cu înălțime limitată.

Aplicații nerecomandate: încălzirea încăperilor cu înălțime mare; încălzirea în spații cu pericol de îngheț.

3.2 Surse finale de încălzire

3.2.1 Aparate de încălzire şi moduri de realizare a încălzirii încăperilor

Aparate de încălzire convective –căldura este emisă preponderent prin contactul cu aerul ambiant, prin recircularea acestuia (naturală sau forțată) in jurul elementului încălzitor.

Convectoarele sunt aparate de încălzire compuse dintr-un schimbător de căldura apă –aer (țeava cu aripioare) amplasat intr-o carcasă metalică cu orificii de admisie şi de evacuare a aerului. Carcasa are rol de mascare şi de asemenea pentru canalizarea debitului de aer în jurul suprafeței calde. Schimbătorul este alimentat cu

căldură prin intermediul agentului termic care trece prin țeava cu aripioare (figura 3.1.5).

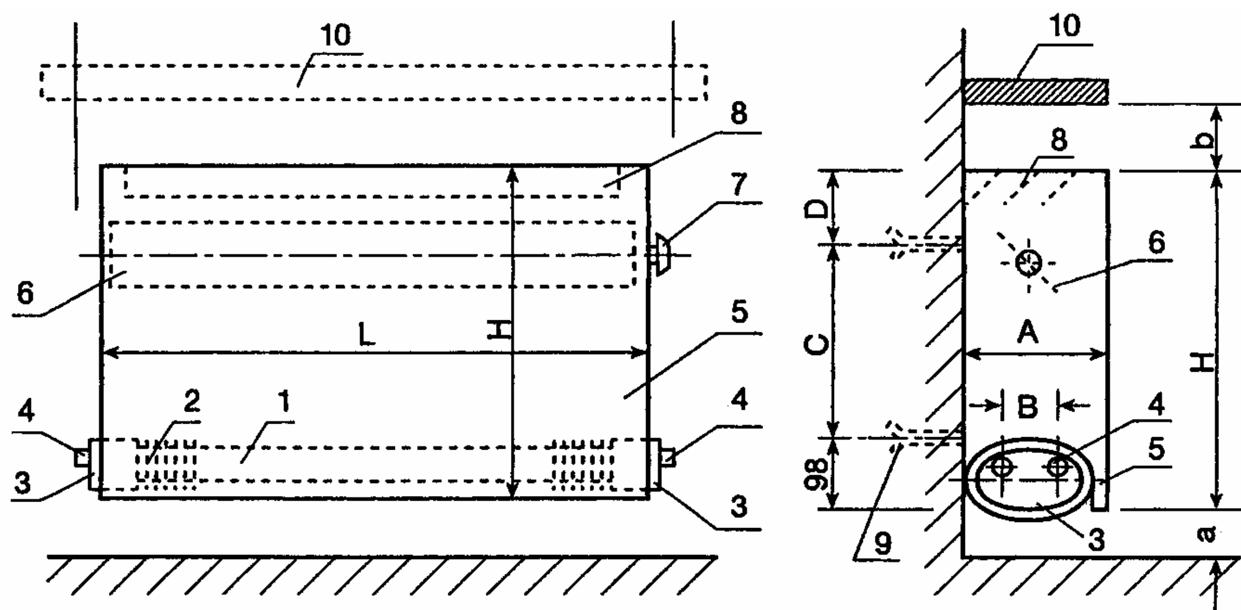


Figura 3.1.5 Convector: 1- țeavă; 2- aripioara; 3- distribuitor colector; 4- racord; 5- mască; 6- clapetă reglare; 7- manetă acționare; 8- jaluzele; 9- susțineri; 10- glaf; a, b – distanțe minime (10 cm); A, B, C, D, H, L- dimensiuni de gabarit şi de montaj.

Aerul din jurul aripioarelor se încălzeşte în contact cu acestea şi urcă datorită forței ascensionale create de diferența de densitate dintre aerul cald şi cel rece din încăpere. Se creează astfel o circulație a aerului prin încăpere generată de forța ascensională a panaşului de aer cald. Aerul care părăseşte carcasa convectorului se amestecă cu aerul din încăpere, răcindu-se şi astfel circuitul aerului se reia. Aerul rece înlocuieşte aerul încălzit care părăseşte carcasa convectorului. Temperatura carcasei rămâne scăzută în raport cu temperatura agentului termic (carcasa se încălzeşte doar de la aer), astfel încât emisia de căldură a convectorului se face practic numai prin convecție.

Viteza aerului din încăpere este mai mare, în timp ce temperatura superficială interioară rezultantă este mică (aceste suprafețe se încălzesc numai prin contact cu aerul, fără a primi şi fluxuri radiante de la aparatul încălzitor- convectoarele au practic temperatura superficială a carcasei egală cu temperatura aerului interior). Aceasta conduce la necesitatea realizării unei temperaturi a aerului mai mare decât la

celelalte sisteme, pentru compensarea pierderilor corpului prin radiație spre suprafețele delimitatoare.

Convectoarele funcționează cu temperaturi mai mari ale agentului termic (ceea ce înseamnă că legea de reglare este diferită de cea a radiatoarelor). Consumurile energetice în acest caz pot fi mai mari, datorită pierderilor în zona de producere şi în distribuție. De asemenea, agentul termic returnat din sistem este mai cald. Pierderea de sarcină pe partea agentului termic primar este mai mare decât în cazul radiatoarelor.

Încălzirea este realizată prin recirculația aerului din încăpere în jurul suprafeței încălzitoare, datorită mişcării naturale a aerului de diverse densități. Mişcarea naturală a aerului conduce şi la o stratificare mai importantă a acestuia. Pentru încăperi cu înălțime mică (până la 3 m), cu izolație termică bună, stratificarea termica a aerului este relativ mică. Pentru încăperi cu înălțime mare însă, în care zona de lucru (de utilizare) este la partea inferioară şi pierderile de căldură sunt mari, stratificarea termică a aerului conduce, pe de o parte, la o viteză de încălzire a încăperii mai mică, iar pe de altă parte la pierderi de energie substanțiale (se încălzeşte inutil zona superioară a încăperii iar pierderile de căldură sunt mai mari). Stratificarea termica poate fi micşorată prin amplasarea unor ventilatoare de destratificare, care au rolul de a micşora gradientul de temperatură (pierderile de căldură rămân însă aceleaşi).

Ventiloconvectoarele sunt aparate de încălzire- răcire cu convecție forțată, care sunt compuse dintr-o carcasă metalică, un filtru de praf pentru protejarea bateriei, un ventilator şi o baterie apa- aer realizata din tevi cu aripioare (figura 3.1.6). Variantele constructive pot avea 2 baterii de transfer termic (una pentru răcire şi una de încălzire: sistemul cu 4 țevi); de asemenea, există ventiloconvectoare orizontale sau verticale, cu montaj aparent sau mascat.

Pentru încăperi cu înălțime redusă, cu inerție termică mică, convectoarele si ventiloconvectoarele sunt recomandate datorită vitezei mari de reacție (utile pentru încăperi cu program de utilizare neuniform). De asemenea, datorită inerției termice

mici se pot recupera avantajos aporturile gratuite de la soare sau de la sursele interioare.

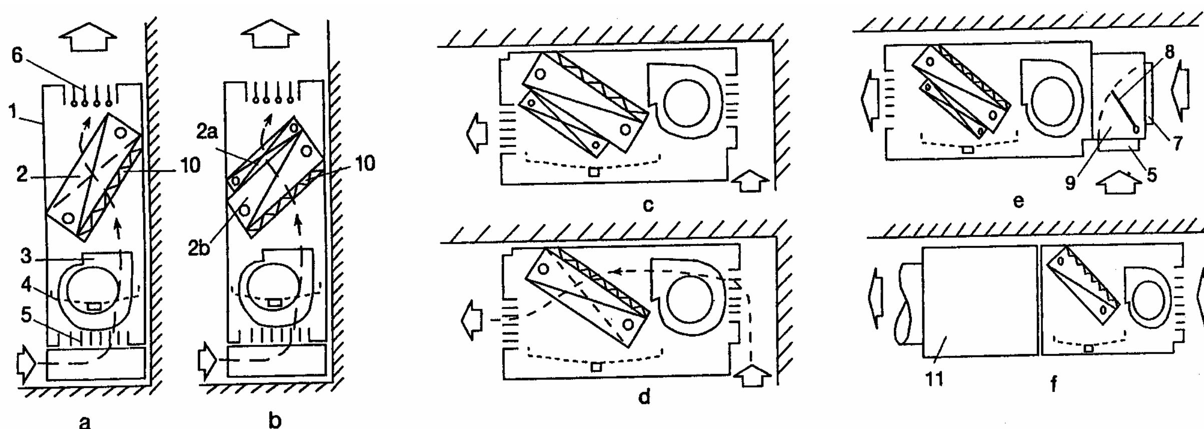


Figura 3.1.6 Ventiloconvectoare: 1- carcasă; 2- baterie încălzire/ răcire; 2a- baterie de încălzire; 2b- baterie de răcire; 3- ventilator; 4- tavă condens; 5- grilă de absorbție; 6- grilă de refulare; 7- racord aer primar; 8- clapetă de reglare; 9- cutie de amestec; 10- filtru de praf; 11- cameră de distribuție. **a, b** : tip vertical; c, d: tip orizontal; e: cu cameră de amestec; f: cu cameră de distribuție (plenum) pe refulare.

Aceste aparate sunt utilizate acolo unde cerințele de confort permit viteze mai mari ale curenților de aer şi temperaturi medii de radiație mai mici (incinte în care persoanele au un grad de îmbrăcare mai ridicat, iar perioadele de şedere sunt limitate în timp). De asemenea, sunt recomandate pentru aplicații în care programul de utilizare este neuniform şi există aporturi de căldură (de la soare, de la persoane, etc) neuniforme.

Aparatele convective cu convecție forțată pot fi utilizate şi pe timp de vară, pentru răcirea spatiilor.

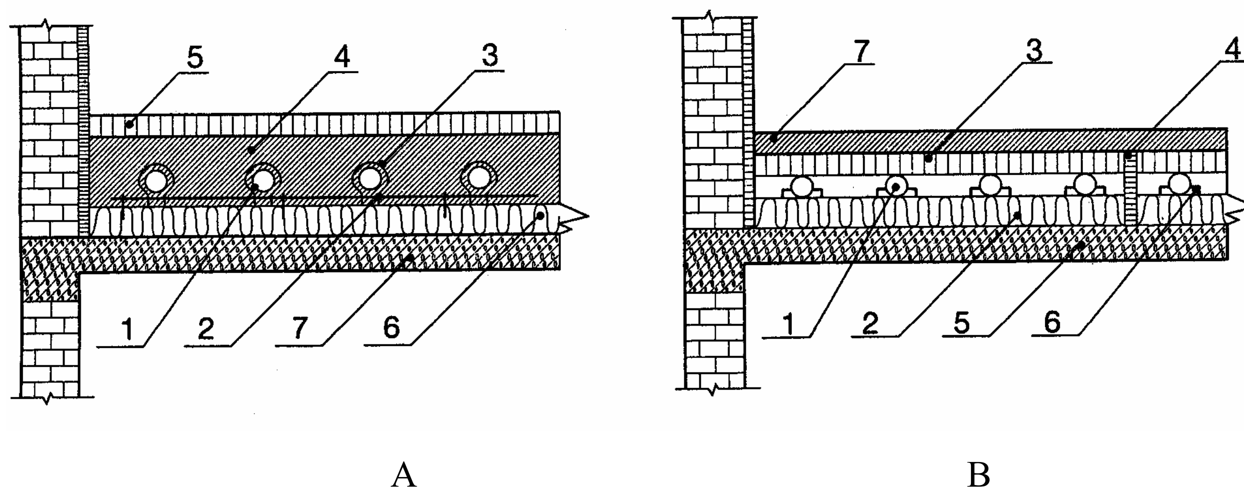
Suprafețele de încălzire radiative de joasă temperatură sunt realizate prin introducerea unui element încălzitor (țeavă cu agent termic sau cablu electric încălzitor) în structura elementului de construcție (planşeu, plafon sau perete). Căldura este transferată către suprafața elementului de construcție, de la care este emisă prin radiație înspre suprafețele mai reci, respectiv prin convecție naturală spre aerul cu care suprafața este în contact.

Aceste suprafețe radiative realizează parametri de confort ridicat (temperatura medie de radiație mare, temperatura aerului mai mică, viteză mică a curenților de aer

induşi de suprafaţa de încălzire, etc.) şi deasemenea o utilizare economică a energiei (în cazul utilizării surselor primare de tip pompă geotermală -aceste surse funcționează cu eficiențe bune dacă agentul termic produs are temperaturi mai scăzute-, sau a cazanelor în condensație -temperatura mică de retur din sistemul de încălzire conduce la apariția condensării în cazan).

Sistemele radiative de joasă temperatură de pardoseală (figura 3.1.7 şi 3.1.8), sunt capacitive (au masă mare), ceea ce conduce la o viteza de reacție (încălzire, răcire) lentă şi deci la implicații asupra condițiilor de confort termic şi de asemenea asupra risipei de energie (supraîncălziri ale incintelor în cazul apariției aporturilor solare, a surselor interioare de căldură, etc).

Deşi sistemul se autoreglează (cedarea de căldură către aerul din încăpere se diminuează dacă temperatura acestuia creşte), destocarea energiei din elementele de construcție delimitatoare şi din suprafața încălzitoare conduce la un diferențial dinamic important, în cazurile menționate anterior. De asemenea, utilizarea regimurilor de încălzire variabile (regim redus, regim normal) pentru perioadele cu utilizare diferită nu aduce câştiguri semnificative, datorita inerției termice a pardoselii radiante.



A B

Figura 3.1.1.7 Tipuri constructive de pardoseală radiantă:
A: panou realizat dupa metoda umedă: 1- serpentină încălzitoare cu agent termic; 2- armătură metalică; 3- colier; 4- beton;- 5- pardoseală finită; 6- strat izolație termică; planşeu de beton armat.
B: 1- serpentină încălzitoare cu agent termic; 2- strat izolație termică armătură metalică; 3- placă mobilă; 4- compensator dilatare;- 5- planşeu de beton armat; 6- nervură; 7- pardoseală finită.

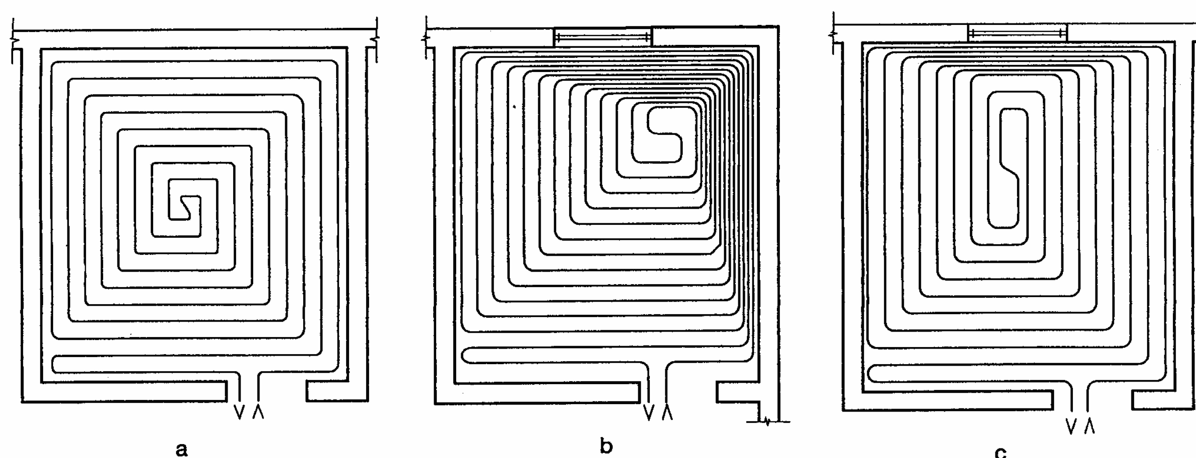


Figura 3.1.8 Moduri de montare a serpentinelor: **a**: cu densitate constantă; **b**: cu densitate mărită la colțul format de pereții exteriori; cu densitate mărită la peretele exterior.

Posibilitatea de preluare a fluxurilor solare de către planşeu (cerință necesară pentru limitarea creşterilor bruşte de temperatură a aerului în încăperi) este redusă de căldura deja acumulată în acesta; fluxurile solare pătrunse în încăperile încălzite cu pardoseală radiantă ridică rapid temperatura aerului din încăpere.

În multe cazuri, pentru îmbunătățirea vitezei de reacție şi a reglabilității sistemului, sursa radiativă capacitivă acoperă doar o parte din pierderile de căldură ale încăperii, iar un sistem adiacent de încălzire, cu viteză de reacție mare, este folosit pentru completare în perioadele de vârf: sistemele adiacente pot fi acceptate din punct de vedere economic mai ales dacă acestea sunt utilizate şi pentru răcire în sezonul cald.

Utilizarea acestor aparate de încălzire nu este recomandată pentru încăperi cu pauze mari de utilizare, respectiv pentru cele cu aporturi de căldură cu neuniformitate mare (soare, surse interioare).

Utilizarea recomandată este pentru locuințe, precum şi pentru încăperi cu înălțime mare şi zona de utilizare inferioară (expoziții, holuri de mari dimensiuni, atriumuri, etc).

Sistemele de încălzire de plafon sunt asemănătoare cu cele de pardoseală, totuşi acestea au în general o capacitate termică mai mică decât a acelora de pardoseală (figura 3.1.9). Aceste suprafete radiante de plafon pot fi de asemenea

utilizate şi pentru răcirea încăperilor, limita fiind impusă de apariția condensului pe suprafețele reci.

Sistemele de plafon radiază direct şi preponderent către pardoseală, aerul încălzindu-se prin contact cu aceste suprafețe încălzite.

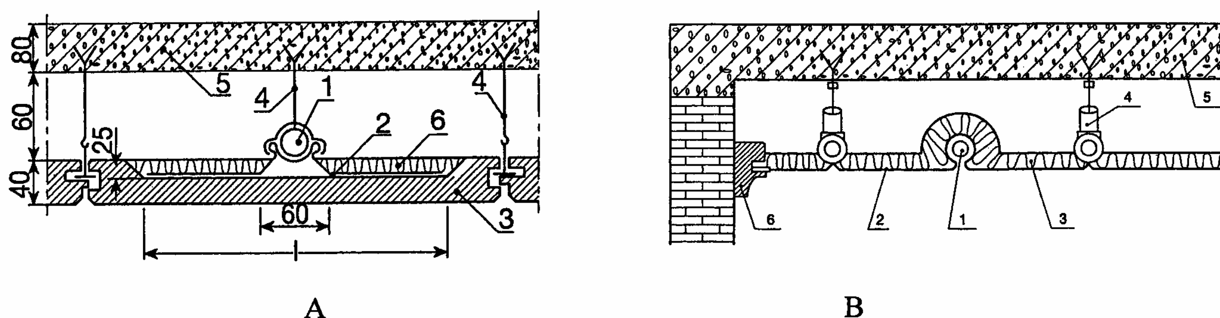


Figura 3.1.1.9 Tipuri de panouri radiante de plafon: **A**- panou radiant tip Stramax: 1- serpentină încălzitoare cu agent termic; 2- lamelă de aluminiu; 3- placă ipsos; 4- susținere; 5-planşeu de beton armat; 6- izolație termică. **B**- panou radiant tip Frenger: 1- serpentină încălzitoare cu agent termic; 2- lamelă de aluminiu; 3- izolație termică; 4- susținere; 5-planşeu de beton armat; 6-element fixare.

3.2.2 Echiparea aparatelor terminale

Fiecare aparat terminal de încălzire trebuie să fie prevăzut cu dispozitive pentru:

-eliminarea aerului *(la umplerea instalației şi pe parcursul funcționării):*

-robinete de dezaerisire (manuale sau automate) sau

-posibilitatea de eliminare a aerului prin rețeaua de conducte spre un dispozitiv de dezaerisire (manual sau automat).

-evacuarea completă a apei *(pentru reparații sau pentru evitarea înghețării în perioadele lungi de nefuncționare):*

-robinete (sau dopuri) de golire sau

-posibilitatea de evacuare a apei prin rețeaua de conducte spre un dispozitiv de golire.

-izolarea (separarea hidraulică) de restul instalației:

-robinete de închidere (manuale) la intrarea şi ieşirea agentului termic primar din aparat

-reglarea debitului de agent termic primar ce trece prin aparat

-robinet de reglare pentru realizarea reglajului cantitativ (manual sau automat) al căldurii cedate către încăpere (robinet de reglare acționat de utilizator).

-robinet de echilibrare (manual sau automat) pentru debitul de agent termic ce trece prin aparat (robinet de echilibrare hidraulică).

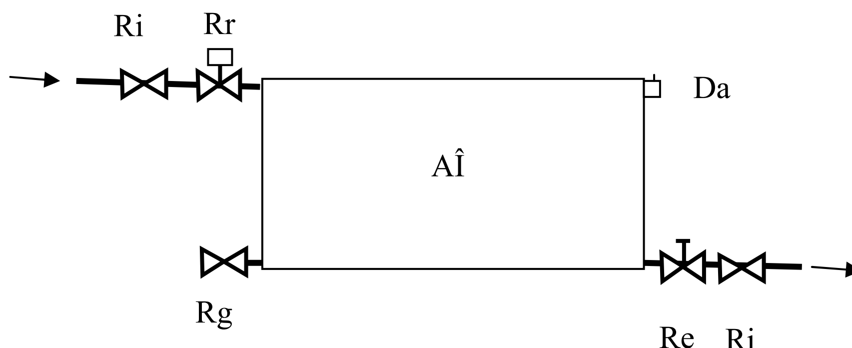


Figura 3.1.10 Echiparea aparatelor de încălzire: AI: aparat de încălzire; Ri: robinet de separare (izolare); Rr: robinet de reglare; Re: robinet de echilibrare hidraulică; Da: dispozitiv de evacuare a aerului; Rg: robinet de golire.

3.2.3 Amplasarea aparatelor de încălzire

Pentru radiatoare, amplasarea trebuie să țină cont de caracteristicile deperditive ale încăperii. Daca încăperea este prost izolată, suprafețele reci generează curenți descendenți de aer rece care formează pe pardoseală un strat de aer rece, respectiv un gradient termic vertical, respectiv orizontal, pentru temperatura aerului. Suprafețele delimitatoare interioare cu temperatură mică pot afecta confortul termic şi prin fenomenul de radiație rece.

Prezența unei suprafețe încălzitoare creează la rândul ei un ‚panaş' de aer cald care se ridică spre plafon, antrenând aerul rece din jur si creând un circuit al aerului prin încăpere care duce la încălzirea acestuia, respectiv a pereților cu care intra în contact.

Amplasarea aparatelor de încălzire trebuie realizată astfel încât aceste fenomene sa fie micşorate: astfel, amplasarea aparatelor de încălzire pe pereții ‚reci' sau sub ferestre conduce la antrenarea curenților convectivi reci de către panaşul de aer cald generat de aparatul convectiv: aparatul încălzitor antrenează aer rece de pe pardoseala, rezultând un gradient termic vertical şi orizontal mai mic.

In cazul aparatelor convectiv radiative, acestea vor fi amplasate pe pereții cei mai reci, respectiv în acelaşi unghi solid cu aceste suprafețe, pentru compensarea efectului de radiație rece. Totuşi, în cazul amplasării la parapetul unui perete cu

rezistență termică mică (de exemplu un perete vitrat), pierderile de căldură ale corpului de încălzire prin radiație şi convecție către acest perete exterior sunt foarte mari.

In cazul încăperilor bine izolate termic, aceste prescripții de montare sunt mai puțin imperative, de cele mai multe ori amplasarea pe pereții interiori realizând rezultate bune din punct de vedere al uniformității spațiale a temperaturilor şi a fluxurilor radiative. Se elimină astfel şi fluxurile pierdute prin spatele radiatoarelor, mai ales când avem pereți vitrați exteriori.

3.2.4 Reglarea căldurii emise de aparatele de încălzire

Variația fluxului termic introdus de aparatul terminal (sursa finală) este realizată prin sistemele de reglare ale sistemului (reglare centrală, zonală sau locală). Capacitatea sistemului de încălzire de a urmări variațiile sarcinii termice ale încăperii depinde de „autoritatea" aparatului de încălzire față de încăperea respectivă. Aceasta înseamnă că pentru ca aparatul de încălzire să poată compensa *variații intense ale sarcinii termice* a încăperii, acesta trebuie sa poată elibera spre încăpere debite mari de căldură în timp scurt (viteza de încălzire a încăperii), respectiv sa înceteze rapid cedarea de căldură (inerție termică mică a aparatului de încălzire) atunci când este necesar.

Viteza de încălzire realizată de un aparat de încălzire depinde de *tipul* acestuia – de modul de transfer termic – (aparatele cu convecție forțată, respectiv cu aer cald sunt cele mai rapide, suprafețele radiative de joasa temperatură sunt cele mai lente) şi de *supradimensionarea* acestuia față de sarcina de încălzire a încăperii: cu cât puterea aparatului este mai mare decât sarcina încăperii, cu atât viteza de încălzire este mai mare. In cazul unui regim neuniform de utilizare a încăperii (regim redus- regim normal), puterea instalată este aleasă cu 10-15% mai mare decât sarcina de calcul pentru încăperea respectivă pentru a se realiza viteze de încălzire suficient de mari.

Când sarcina termică a încăperii scade, aparatul trebuie să îşi micşoreze cedarea de căldură: aceasta se realizează prin sistemul de reglare (micşorarea debitului de agent termic, respectiv micşorarea temperaturii agentului termic sau pe

ambele căi); totuşi, căldura acumulată în aparatul de încălzire poate erona rezultatul reglării (aparatele de tip pardoseală radiantă, plafon radiant, registru din țeavă de oțel, radiator din fontă cu volum mare de apă etc au capacități termice importante şi deci viteze lente de răcire).

Reglarea într-un schimbător de căldură se face prin reglare asupra agentului primar, asupra agentului secundar sau printr-o combinație a celor doua.

Reglarea într-un schimbător de căldură depinde de forma curbei caracteristice a variației puterii transferate în raport cu debitul de agent termic primar (figura 3.1.11): această formă depinde de tipul schimbătorului şi în principal de condițiile în care acesta funcționează (eficacitatea schimbătorului ε = raportul între căderea de temperatură a agentului termic primar şi diferența de temperatură a fluidelor la intrarea în schimbător). În cazul reglării calitative, aspectul curbelor Q=f(t) este asemănător cu cel al corelațiilor Q =f(V), curburile sunt însă mai puțin pronunțate. Pentru valori $\varepsilon<0,1$ reglarea progresivă a schimbătorului nu mai este posibilă (funcționarea devine de tip tot-nimic). O reglare cu progresivitate bună (necesară de exemplu atunci când se acționează asupra unui parametru de confort) se poate realiza doar dacă schimbătorul are o eficacitate **ε** de minim 0,33.

Alegerea aparatului terminal necesar într-o încăpere trebuie să ia în considerare:

-caracteristicile termotehnice ale aparatului

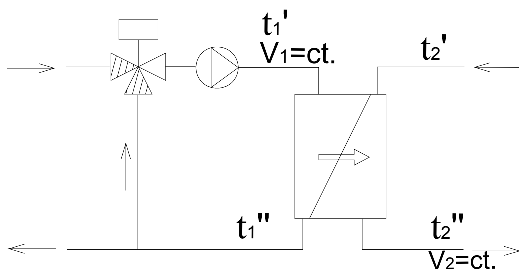
-caracteristicile termotehnice ale încăperii

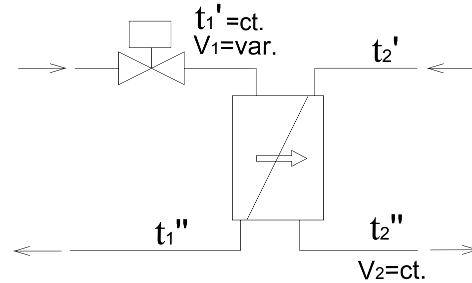
-solicitările variabile ale încăperii

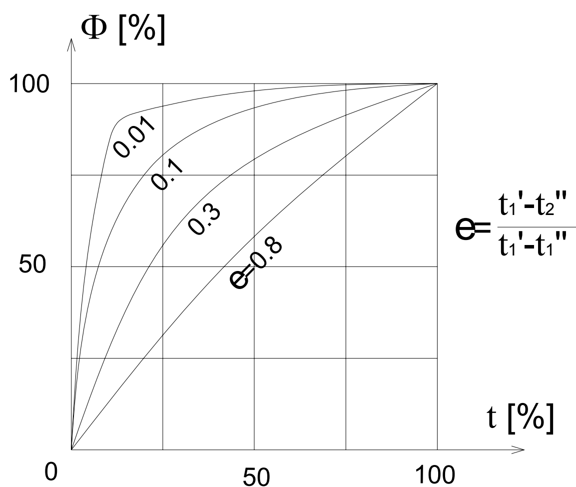
-modul de utilizare al încăperilor (program permanent cu regim constant, program permanent cu regim variabil, program nepermanent, etc).

$\Phi = k\,(Dt)^n$

C F	schimbator apa apa	n=1
	baterie apa- aer	n=1
	ventiloconvector	n=1
	aeroterma	n=1
C N	pardoseala radianta	n=1
	radiator	n=1,3
	convector	n=1,1..1,4







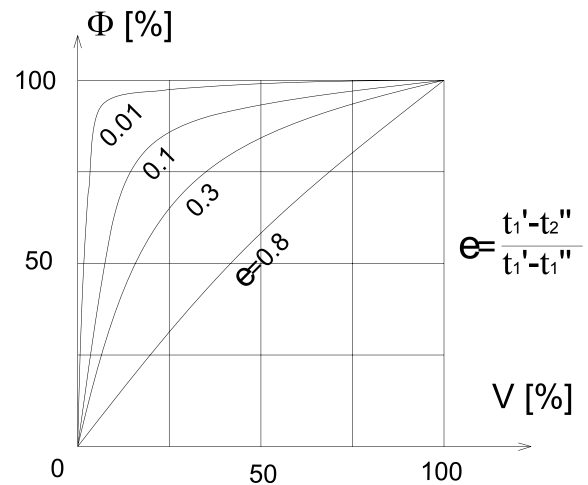


Figura 3.1.11 Moduri de reglare a puterii termice în schimbătoarele de căldură: A: reglarea prin variația debitului de agent termic; B: reglarea prin variația temperaturii agentului termic.
Φ: debitul termic transferat prin schimbător; t: temperatura agentului termic; V: debitul volumic al agentului termic; ε: eficiența schimbătorului.

3.3 Sisteme de încălzire cu apă caldă

Apa este cel mai folosit agent termic datorită faptului că dispune de o căldură masică mare, de o vâscozitate redusă, de coeficienți de transfer termic mari şi are un preț mic. Dezavantajele utilizării apei ca agent termic constau în faptul că temperatura de congelare este mare şi în timpul congelării apa își măreşte volumul, ceea ce conduce la distrugerea echipamentelor.

Pentru diminuarea dezavantajelor prezentate, se utilizează lichide antigel, cele mai folosite fiind soluțiile de etilen glicol sau propilen glicol (cu diferite caracteristici).

Caracteristicile soluțiilor de antigel sunt:

- Temperatura minimă de funcționare (de obicei, +5°C peste temperatura de congelare);
- Temperatura de congelare;
- Toxicitate (importantă mai ales la schimbătoarele sanitare);
- Vâscozitate (mai mare decât a apei, ceea ce conduce la pierderi de sarcină mai mari);
- Căldură masică (mai mică decât a apei pure);
- Densitate (mai mare decât a apei pure);
- Solubilitate (foarte bună în apă);
- Coeficient de dilatare (mai mare decât al apei).

Sistemele de încălzire care utilizează apa caldă ca fluid caloportor sunt, în general, sisteme hidraulice închise compuse dintr-o sursă primară de producere, o rețea de distribuție şi mai mulți consumatori racordați în paralel.

Sistemele de încălzire cu apă caldă sunt sisteme închise în care apa circulă între sursa primară (unde primeşte căldură sensibilă) şi consumatori (unde cedează căldura).

Temperatura apei calde este mai mică sau egală cu 110°C. În practică se utilizează instalații de joasă temperatură în care temperatura apei calde are valori de 90°C - 70°C (temperatura ducere, respectiv întoarcere), respectiv 80°C - 60°C, sau rețele de foarte joasă temperatură (de exemplu: 45°C - 35°C).

Sistemele de încălzire de temperatură joasă sunt cele mai utilizate.
Valoarea temperaturii de 90°C (sau 95°C) este aleasă pentru ca aparatele de siguranță (termostatele de siguranță) să poată să acționeze fără pericol față de limitele maxime de temperatură (110°C).

Ecartul de temperatură (ducere-întoarcere) depinde de criterii economice (un ecart mai mare înseamnă costuri mai mici ale energiei de pompare) şi funcționale (ecartul mai mic înseamnă debit mai mare şi deci o comportare mai bună a vanelor de reglare; diferența mai mică de temperatură înseamnă, în acelaşi timp, şi o uniformitate mai mare a temperaturii suprafeței de încălzire necesară, de exemplu, la încălzirea prin pardoseală -situație în care corpul uman vine în contact direct cu suprafețele încălzitoare).

Temperatura apei calde, pentru corpuri de încălzire de tip convecto-radiativ (radiatoare) poate avea valori de 90°C - 70°C (temperatură ducere, respectiv întoarcere) sau de 80°C - 60°C.

Pentru instalațiile de joasă temperatură (radiatoare, pardoseli radiante) ecartul de temperatură ($\Delta\theta$) poate fi de 20°C, 15°C, 10°C, 5°C.

Valorile mici ale ecartului de temperatură ($\Delta\theta$) implică suprafețe mici ale schimbătorelor de căldură, temperatură uniformă a suprafeței încălzitoare, respectiv debite mari de agent primar (şi deci creşterea cheltuielilor cu țeava şi cu energia).

Valorile mari ale ecartului de temperatură ($\Delta\theta$) implică temperaturi neuniforme la nivelul suprafețelor încălzitoare şi debite mici de agent primar.

Instalațiile cu temperatură foarte joasă sunt compatibile cu sursele de energie regenerabilă sau recuperată (energie geotermală, energie solară, etc.) şi sunt utilizate pentru mărirea randamentului surselor de tipul cazanelor în condensație şi a pompelor de căldură.

3.3.1 Sisteme de încălzire centrală cu apă caldă cu circulație naturală

Sistemele de încălzire cu circulație naturală sunt sisteme în care circulația agentului termic între sursă şi consumatori se realizează printr-un efect creat de dezechilibrarea maselor de apă aflate la temperaturi diferite: efectul poartă numele de ’termosifon’ sau de efect termic.

Aceste sisteme au fost utilizate datorită independenței față de alimentarea cu energie electrică şi de asemenea, mai ales pentru sistemele mici de încălzire, datorită absenței unor pompe eficiente. Odată cu apariția pompelor de circulație cu rotor înecat, cu consum mic de energie electrică, foarte fiabile, sistemele cu circulație naturală au dispărut practic şi din sistemele mici. Totuşi, efectul de termosifon se manifestă în orice sistem dezvoltat pe verticală, în care apa se află la temperaturi diferite. Studiul principial al acestor sisteme are drept scop familiarizarea cu acest efect motor pentru circulația fluidului, prezent în toate sistemele de încălzire cu apă caldă, uneori cu influențe perturbatoare.

În funcție de poziționarea conductei principale de ducere diferențiem sisteme cu distribuție superioară respectiv sisteme cu distribuție inferioară.

<u>Sisteme cu distribuție superioară</u>

(figura 3.2.1: Cz: cazan de apa caldă; cb: combustibil; aa: aer de ardere; pev: produse evacuate; Ev: conducta de evacuare apa, racordata la canalizare; ru: robinet de umplere; rg: robinet de golire; Cf: cos de evacuare gaze arse; 1: coloana principala de ducere; 2: conducta principala de distribuție ducere; 3: coloana secundara de distribuție ducere; 4: racord ducere; 5: corp de încălzire; 5': robinet de reglare; 5": robinet de echilibrare; 6: racord întoarcere; 7: coloana secundara de colectare întoarcere; 8: conducta principala colectoare întoarcere; 9: conducta de expansiune; 10: vas de expansiune deschis; Nmin, Nmax: nivelele extreme ale apei din 10; 11: robinet de separare).

Alcătuirea sistemului

Sistemul este compus dintr-un cazan de apă caldă Cz, amplasat la o cota inferioară față de consumatorii 5 (corpuri statice de încălzire- radiatoare). Alimentarea consumatorilor cu agent termic se realizează printr-o rețea de distribuție bitubulară (compusă din coloana principală de ducere 1, conducta principală de distribuție ducere 2, coloane secundare de distribuție 3, racorduri de legătură coloane - aparate de încălzire (4 şi 5), aparate de încălzire de tip radiator 5, coloane de întoarcere 7, conducta principală colectoare de întoarcere 8, coloana de expansiune şi siguranța întoarcere 9, vasul de expansiune deschis 10, robinete de reglare 5’ şi robinetele de

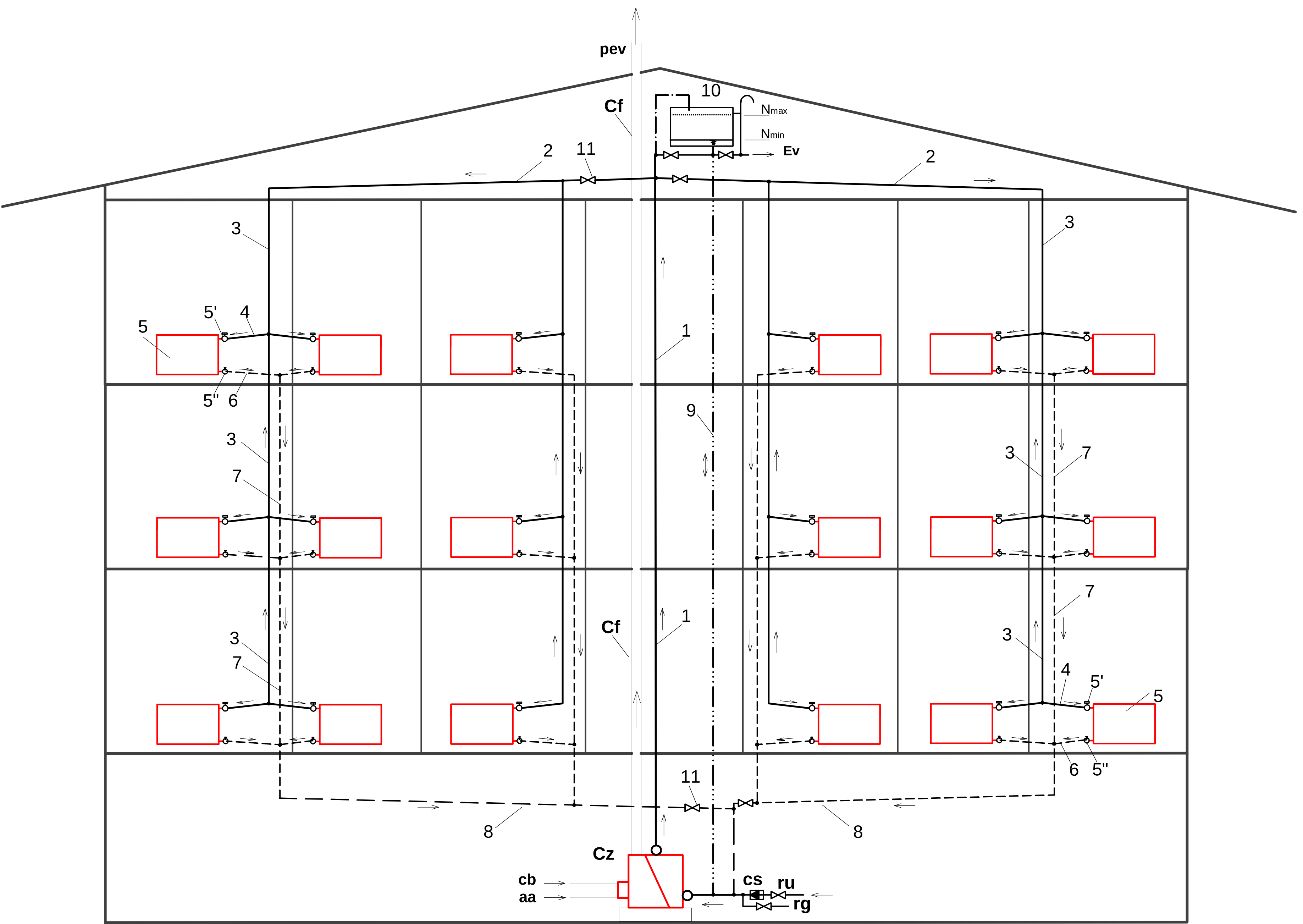


Figura 3.2.1. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala, cu centrala termica de cladire: instalatie de tip centralizat - colectiva, cu circulatie naturala, cu distributie bitubulara superioara.

echilibrare 5”, robinetul de umplere/ golire **ru**).

Funcționarea sistemului de încălzire cu circulație naturală cu distribuție superioară:

-Umplerea instalației se realizează înainte de prima punere in funcțiune, prin introducerea agentului termic (apa din rețeaua de apa potabilă sau apă tratată, în funcție de mărimea instalației şi de caracteristicile apei) cu debit redus, prin robinetul de umplere **ru**. Presiunea apei la robinet trebuie să fie mai mare sau cel puțin egală cu înălțimea geodezică până la nivelul minim al apei din vasul de expansiune deschis 10 (respectiv mai mare sau egala cu presiunea minimă din vasul de expansiune închis, în cazul când sistemul este dotat cu acest tip de vas).

Apa intră in sistem pe la partea inferioară eliminând aerul spre zona superioară, datorită pantelor conductelor de distribuție. Aerul este evacuat pe la partea superioară prin rețeaua principală de distribuție 2 şi prin vasul 10 spre exterior. În această schemă cu distribuție superioară, apa umple complet toate conductele, respectiv vasul de expansiune închis până la nivelul minim N_{min}.

Instalația fiind pregătită de funcționare (umplută cu apă până la nivelul minim din 10), se pune în funcțiune arzătorul cazanului. Apa din cazan se încălzeşte, devine mai uşoară, rezultând o forță ascensională în raport cu apa rece, mai grea, cu care aceasta este în contact. Apa caldă urcă prin coloana principală de ducere, fiind înlocuită în cazan de apă mai rece din conducta de retur. Efectul motor creat de diferența de greutate între apa caldă şi apa mai rece conduce la stabilirea unei circulații a apei pe traseul cazan – coloană principală de ducere – conductă principală orizontală de ducere, coloane secundare de ducere, radiatoare, conducte de întoarcere şi din nou cazan. Apa parcurge circuite închise (Cz – 1-2-3-4-5'-5-5"-6-7-8- şi înapoi în cazan), compus din tronsoane în serie şi în paralel, transportând căldura primită de la cazan spre fiecare radiator şi prin intermediul acestora către încăperi. Apa încălzită în cazan se răceşte pe circuit (pe tronsoane), dar în special în radiatoare, unde se realizează şi principalul efect de răcire al apei, prin transmiterea căldurii către încăperi. In regim stabilizat de temperaturi, căldura preluată de agentul termic de la cazan este consumată pentru compensarea pierderilor de căldură ale încăperilor

(direct, prin radiatoare şi indirect prin conductele neizolate care alimentează corpurile de încălzire), şi de asemenea este pierdută prin conductele şi accesoriile (în special cele neizolate) aflate în spaţii neîncălzite.

Amplitudinea efectului motor pentru circulaţia apei în conducte (exprimată simplificat prin relaţia $\Delta H= \Delta \rho * g * h$) depinde de diferenţele de greutate ale fluidului aflat în ”vase comunicante în legătură cu atmosfera” (coloanele de apă-ducere, respectiv întoarcere, aflate la temperaturi diferite), deci de densitatea apei şi de înălţime; practic, efectul motor într-o instalaţie cu circulaţie naturală este „dispersat” de-a lungul întregului circuit, în punctele de răcire (corpuri de încălzire, conducte) şi de încălzire (cazan). Pentru instalaţia cu distribuţie superioară, cu excepţia coloanei principale de ducere, efectul de răcire al apei în celelalte conducte generează efecte motoare în sensul curgerii fluidului (în jos) şi deci $\Delta H= \Delta Hcz+ \Delta Hcd + \Delta Hci$.

Coloana principală de ducere are în acest caz şi rol de conductă de siguranţă, adică suprapresiunile generate de temperaturile prea mari ale apei din cazan sunt evacuate direct în exterior, prin vasul de expansiune deschis. Pentru îndeplinirea acestui rol de asigurare, conducta trebuie sa aibă un diametru suficient de mare pentru a evacua rapid aburul format în cazan şi de asemenea legătura între cazan şi vasul de expansiune nu trebuie întreruptă, nici chiar accidental (pe conducta de siguranţă nu trebuie montate armături de închidere). Conducta de întoarcere este de asemenea prelungită până la 10, în acelaşi scop de asigurare împotriva suprapresiunilor. Conducta 9 are în principal rolul de a vehicula apa provenită din dilatare în şi din vasul de expansiune 10.

Sisteme cu distribuţie inferioară

(figura 3.2.2: Cz: cazan de apă caldă; cb: combustibil; aa: aer de ardere; pev: produse evacuate; Ev: conducta de evacuare apă, racordată la canalizare; ru: robinet de umplere; Cf: coş de evacuare gaze arse; 1: conductă principală de distribuţie ducere; 2: coloana de distribuţie ducere; 3: racord ducere; 4: corp de încălzire; 4': robinet de reglare; 4": robinet de echilibrare; 5: racord întoarcere; 6: coloana colectoare întoarcere; 7: conductă principală colectoare întoarcere; 8:

conductă de siguranță ducere; 9: conductă de expansiune; 10: vas de expansiune deschis; Nmin, Nmax: nivelele extreme ale apei din 10; 11: rețea de dezaerisire 12; 11: robinet de separare)

Funcționarea instalației de încălzire cu circulație naturală cu distribuție inferioară se bazează pe acelaşi efect motor descris la capitolul precedent.

Instalația este umplută cu apă până la nivelul minim din vasul de expansiune deschis 10. În cazul instalației cu distribuție inferioară, apa umple complet toată rețeaua de distribuție până la nivelul N_{min}, cu excepția conductei de dezaerisire 11. În conductele racordate în sac la coloane rămâne aer sub presiune pentru împiedicarea circulației parazite a agentului termic între coloane şi pentru aerisirea centralizată a acestora.

Se pune în funcțiune arzătorul cazanului, apa din cazan se încălzeşte, devine mai uşoară, rezultând o forță ascensională în raport cu apa rece, mai grea, cu care este în contact. Apa caldă intră prin conducta principală de ducere 1, pe la partea inferioară a instalației, spre coloanele de ducere 2, fiind înlocuită în cazan de apa rece din conducta de retur. Efectul motor creat de diferența de greutate între apa caldă şi apa mai rece conduce la stabilirea unei circulații a apei pe traseul cazan, conducta principală orizontală de ducere 1, coloanele secundare de ducere 2, racordurile de ducere 3, radiatoarele 4 (unde se realizează şi principalul efect de răcire al apei, prin transmiterea căldurii către încăperea care se încălzeşte), racordurile de întoarcere 5, coloanele de întoarcere 6, conducta principală de întoarcere 7 şi din nou în cazan.

Apa parcurge un circuit închis, cu tronsoane în serie şi în paralel, transportând căldura primită de la cazan spre radiatoare şi prin intermediul acestora către încăperi. În regim stabilizat de temperaturi, căldura preluată de agentul termic de la cazan este consumată pentru compensarea pierderilor de căldură ale încăperilor (direct, prin radiatoare şi indirect prin conductele neizolate care alimentează corpurile de încălzire) şi de asemenea este pierdută prin conductele şi accesoriile (în special cele neizolate) aflate în spații neîncălzite.

Asigurarea cazanului împotriva suprapresiunilor se realizează prin punerea în legătură a acestuia cu atmosfera, prin intermediul coloanei de siguranță ducere 8 şi

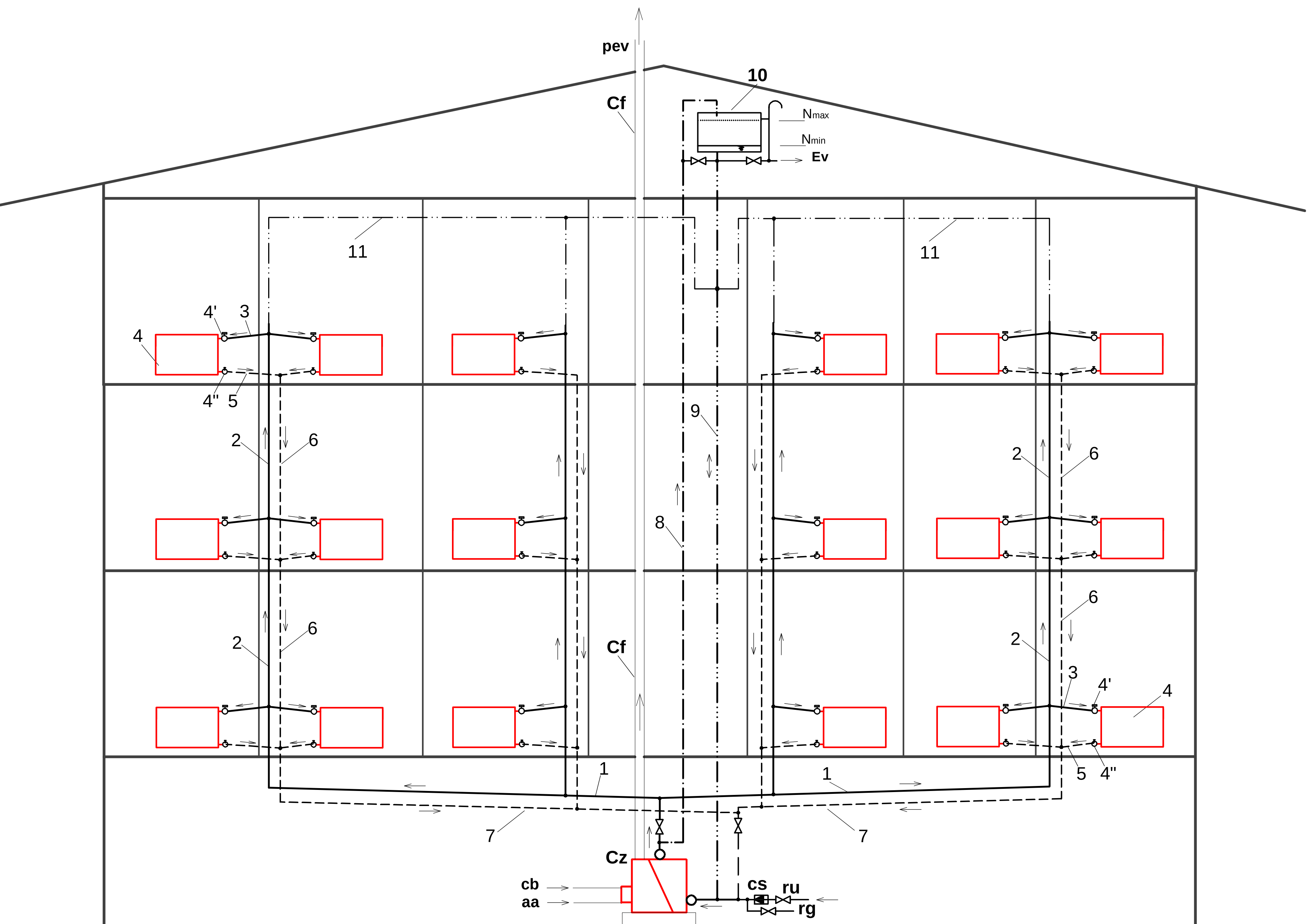


Figura 3.2.2. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala, cu centrala termica de cladire: instalatie de tip centralizat - colectiva, cu circulatie naturala, cu distributie bitubulara inferioara.

respectiv al coloanei 9, care are şi rol de conductă de expansiune (apa care îşi măreşte volumul prin încălzire trece prin conducta 9 şi se acumulează în vasul de expansiune 10; la oprire, când apa din sistem se răceşte, apa din vasul de expansiune reintră în instalație sub influența presiunii atmosferice).

Pentru instalația cu distribuție inferioară, efectul de răcire al apei din conductele de ducere generează efecte motoare contrare mişcării fluidului, în timp ce în conductele de întoarcere efectele motoare activează mişcarea fluidului: practic, efectele motoare din conductele de ducere şi de întoarcere se anihilează reciproc, şi deci efectul motor este datorat doar răcirii apei din mai mic decât la instalația cu circulație superioara $\Delta H = \Delta Hcz + \Delta Hci$

Particularități ale sistemelor cu circulație naturală

Acest mod de circulație al fluidului caloportor are avantajul independenței fata de energia electrică sau mecanică (care poate fi un avantaj pentru zone lipsite de asemenea tipuri de energie- cu condiția ca restul sistemului sa se poată de asemenea dispensa – în special de energia electrica). Inconvenientele principale constau în valoarea redusa a energiei motoare produse (care implică, în aceste sisteme hidraulice închise, necesitatea conceperii unor rețele de conducte cu rezistențe hidraulice reduse, deci cu diametre, raze de curbură şi de racordare mari, deci cu gabarite mari, cu aparate de încălzire cu rezistență hidraulică mică; de asemenea, in cazul – general- al reglării centrale calitative (la care temperatura la plecare din cazan este corelată cu sarcina de încălzire a încăperilor – prin curbele de reglaj funcție de temperatura aerului exterior) valoarea efectului motor este variabilă, ceea ce creează dereglări în repartizarea debitelor de agent termic între consumatorii aflați la extremitățile verticale ale rețelei. Astfel, în perioadele friguroase, în care apa este trimisă la temperaturi ridicate în rețea, consumatorii de la nivelele superioare sunt avantajați de un efect motor mai intens (h mai mare); în perioadele mai calde, când apa este trimisă la temperaturi mai scăzute în sistem, se remarca o subirigare a consumatorilor de la nivelele superioare (efectul motor scade sub valoarea rezistenței hidraulice nominale pentru aceste circuite, deci sistemul se autoechilibrează prin scăderea debitului masic spre aceşti consumatori .

Reglarea sistemului de încălzire se face prin reglare calitativă centrală (temperatura apei calde la plecare din cazan este corelată cu temperatura aerului exterior). Deoarece variația prea amplă a temperaturii de ducere creează efecte nedorite asupra circulației fluidului şi a repartiției debitelor în instalație, sub o anumită valoare a sarcinii termice cerută de sistem se poate apela şi la intermitența funcționării instalației. Se realizează astfel valori ale temperaturilor cu neuniformitate relativ mare, însă variațiile temperaturilor încăperilor sunt amortizate de capacitatea termica importantă a sistemului de încălzire (volum mare de apă, corpuri de încălzire cu masă mare de metal) şi de asemenea de capacitatea termică a încăperilor.

3.3.2 Sisteme de încălzire cu apă caldă cu circulație prin pompare

În cazul sistemelor cu circulație forțată mişcarea fluidului caloportor în instalație se face pe seama energiei introduse cu ajutorul unei pompe (pentru circuite închise aceasta poartă denumirea de pompă de circulație, pompă de recirculare sau circulator).

Această energie motoare (substanțial mai mare decât efectul de termosifon) conduce la posibilitatea utilizării unor conducte de distribuție cu diametre mai mici, a unor aparate de încălzire cu pierdere de sarcina mai mare şi cu suprafața de transfer termic mai mică (dimensionate pentru debite mai mari de agent termic primar), cu stabilitate hidraulică ridicată. Poziția cazanului în instalație nu mai este impusă. Traseul conductelor de distribuție este de asemenea neimpus de criteriile de circulație a fluidului.

La rețelele de distribuție cu circulație prin pompare dezvoltate pe verticală, atunci când agentul termic se află la temperaturi diferite, mişcarea acestuia este rezultatul efectului combinat al pompării (energie mecanică introdusă „punctual" în sistem) şi al circulației naturale (efectul de termosifon ce se dezvoltă în punctele de încălzire şi de răcire a apei din sistem).

Deşi efectul de termosifon este „gratuit", datorita variabilității valorii acestuia (cauzată de variabilitatea $\Delta\rho$ impusă în cazul reglării calitativ -centralizate), el este considerat un efect „parazit" pentru circulația fluidului în instalație (mai precis pentru

constanța debitelor masice de agent termic). Pentru micşorarea acestui efect „parazit" sunt utilizate diverse metode de limitare (alegerea unei soluții diametru- viteză-pierdere de sarcină care să conducă la valori suficient de mari ale înălțimii de pompare pentru ca să se reducă efectul perturbator, utilizarea unor dispozitive anti-termosifon, etc).

A. Sisteme de încălzire pentru clădiri condominiale

Sistemul de încălzire centrală cu centrala termică de clădire, cu rețea de distribuție centralizat colectivă

(figura 3.2.3 Cz: cazan de apă caldă; Pc: pompa de circulație; ss: dispozitiv de siguranță împotriva suprapresiunilor (supapă de siguranță); vex: dispozitiv de preluare a excedentului de apă provenit din dilatarea agentului termic (vas de expansiune închis); ru: dispozitiv de umplere a instalației; cb: combustibil; aa: aer de ardere; ee: energie electrică; pev: produse evacuate; 1: conducta principală de distribuție ducere; 2: coloana de distribuție ducere; 3: racord ducere; 4: corp de încălzire; 4': robinet de reglare; 4": robinet de echilibrare; 5: racord întoarcere; 6: coloana colectoare întoarcere; 7: conductă principală colectoare întoarcere; 8: dispozitiv de dezaerisire; 9: robinet de echilibrare hidraulică; 10: robinet de separare; 11: robinet de golire.)

Alcătuirea schemei: sistemul centralizat colectiv cu CT de clădire cu distribuție inferioară este compus din : Cazan **Cz**, pompa de circulație **Pc**, conducta principală orizontală de ducere 1, coloane de distribuție ducere 2, racord de legătură ducere 3, aparat de încălzire 4, robinet de reglare radiator 4', robinet de echilibrare hidraulică radiator 4'', racord de legătură întoarcere 5, coloane de întoarcere 6, conducta principală de întoarcere 7, dispozitive de dezaerisire 8, robinete de echilibrare hidraulică la baza coloanelor 9, robinete de separare 10, robinet de golire 11, vas de expansiune închis **Vex**.

Funcționarea sistemului: La prima punere în funcțiune a sistemului se face umplerea cu apă a acestuia. Umplerea se face cu apă din rețeaua de apă potabilă sau dintr-o sursă de apă dedurizată, prin conducta de întoarcere. Apa urcă în sistem, eliminând aerul din conducte şi din aparatele de încălzire: la evacuarea liberă

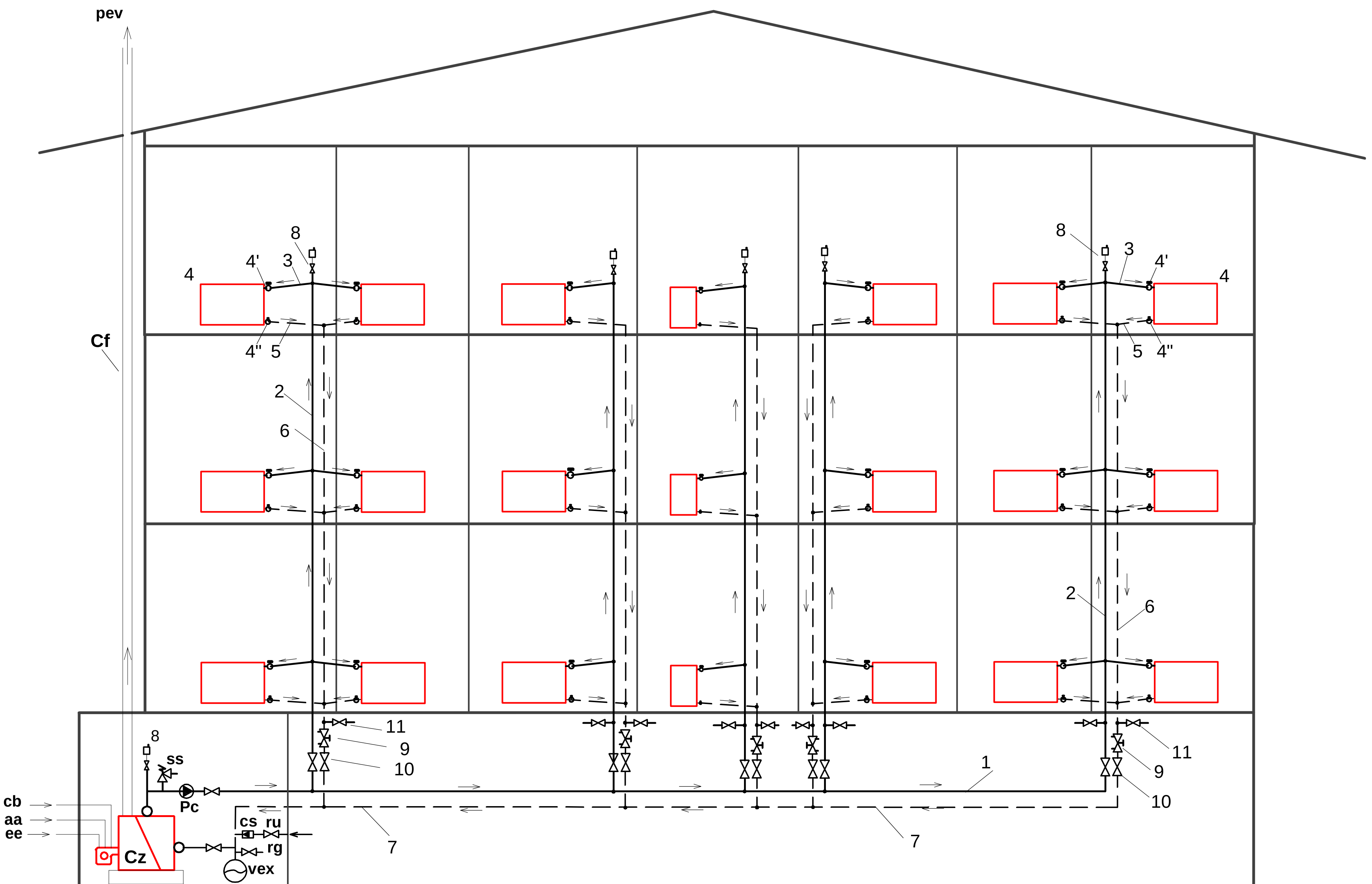


Figura 3.2.3. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala, cu centrala termica de cladire: instalatie de tip centralizat -colectiva, cu circulatie prin pompare, cu centrala termica amplasata la subsol.

aparatelor. Acolo unde se formează pungi de aer este necesară montarea unor dispozitive manuale sau automate de dezaerisire. Aerul este eliminat prin dispozitivele automate de dezaerisire 8, amplasate în punctele de colectare a aerului.

Instalația este gata de funcționare atunci când toate aparatele şi conductele sunt pline cu apă, iar nivelul de presiune corespunde presiunii minime din vasul de expansiune închis (presiunea necesară umplerii cu agent termic al întregului sistem). Robinetul de umplere se închide.

Se porneşte pompa de circulație şi arzătorul cazanului. Apa din sistem se încălzeşte în cazan (apa la plecare din cazan are temperatura impusă de reglajul calitativ), iar în aparatele de încălzire aceasta cedează o parte din căldura transportată către încăpere. Circuitul agentului termic este: Cz- 1-2-3-4'-4-4''-5-6-7-Cz. Avem un circuit hidraulic închis, cu " n " consumatori în paralel. Distribuția debitelor de agent termic între consumatori se realizează prin alegerea diametrelor conductelor şi prin introducerea pierderilor suplimentare de sarcină în vanele de echilibrare hidraulică la consumatori şi pe rețeaua de distribuție.

Reglarea sistemului de încălzire se face prin reglare calitativă centrală (temperatura apei calde la plecare din cazan este corelată cu temperatura aerului exterior). De asemenea, la fiecare consumator este posibilă, prin intermediul robinetelor cu reglaj termostatic, să se realizeze o limitare a căldurii emise de aparatul de încălzire, utilă atunci când exista aporturi gratuite de căldură.

Contorizarea consumurilor de căldură se realizează direct pe combustibilul utilizat. Între diverşii locatari, defalcarea cheltuielilor se poate face doar prin utilizarea repartitoarelor de costuri.

Sistemul prezentat nu permite încălzirea diferențiată pe zone (deoarece sistemul hidraulic este conceput ca un sistem cu o singură zona), ceea ce conduce la risipa de energie în cazul în care consumatorii au programe de utilizare diferite.

Sistemul de încălzire centrală cu centrală termică de clădire, cu rețea de distribuție centralizat individuală

(figura 3.2.4 Cz: cazan de apa calda; Pc: pompa de circulație; ss: supapa de siguranța; vex: vas de expansiune închis; ru: robinet de umplere; rg: robinet de

golire; cb: combustibil; aa: aer de ardere; ee: energie electrica; pev: produse de ardere evacuate; 1: conducta principala de distribuție ducere; 2: coloana de distribuție ducere; 3: modul de racordare a rețelei de apartament; 4: rețea de distribuție de apartament (ducere); 5: corp de încălzire; 5': robinet de reglare; 5": robinet de echilibrare; 6: rețea de distribuție de apartament (întoarcere); 7: coloana colectoare (întoarcere); 8: conducta principala colectoare (întoarcere); 9: dispozitiv de dezaerisire).

Sistemele moderne de distribuție sunt concepute pe structura unei rețele de distribuție comune, prin care fiecare sub-rețea (rețea de încălzire de apartament) este alimentată printr-un racord unic (ducere – întoarcere). Aceasta permite contorizarea corectă (pe baza consumurilor reale de căldură din fiecare apartament, şi de asemenea permite izolarea acestor rețele fără a impieta asupra funcționării restului instalației. De asemenea, aceasta configurație poate fi cuplată cu orice sursă termică, fără schimbarea rețelei din apartament (cuplarea la o rețea urbana de distribuție a căldurii, cuplarea la o centrală de clădire, sau cuplarea unor locatari la centrale de apartament).

Alcătuirea schemei: sistemul centralizat individual cu CT de clădire este compus dintr-o centrală termica cu cazanul Cz, pompa de circulație Pc, vasul de expansiune închis **Vex** , o rețea de distribuție comună (conductele 1, 2, 7 şi 8 şi dispozitivele de dezaerisire 9), module de racordare 3 între rețeaua comună şi rețelele de apartament şi rețele de distribuție a căldurii în apartamente, respectiv aparatele terminale 5.

Circulația agentului termic preparat în centrala termică se face pe baza energiei introduse de pompa Pc.

Funcționarea sistemului: La prima punere în funcțiune a sistemului se face umplerea cu apă a acestuia. Aerul este eliminat prin dispozitivele automate de dezaerisire 9, amplasate în punctele de colectare a aerului.

Instalația este gata de funcționare atunci când toate aparatele şi conductele sunt pline cu apă, iar nivelul de presiune corespunde presiunii minime din vasul de expansiune închis (presiunea necesară umplerii cu agent termic al întregului sistem). Robinetul de umplere se închide.

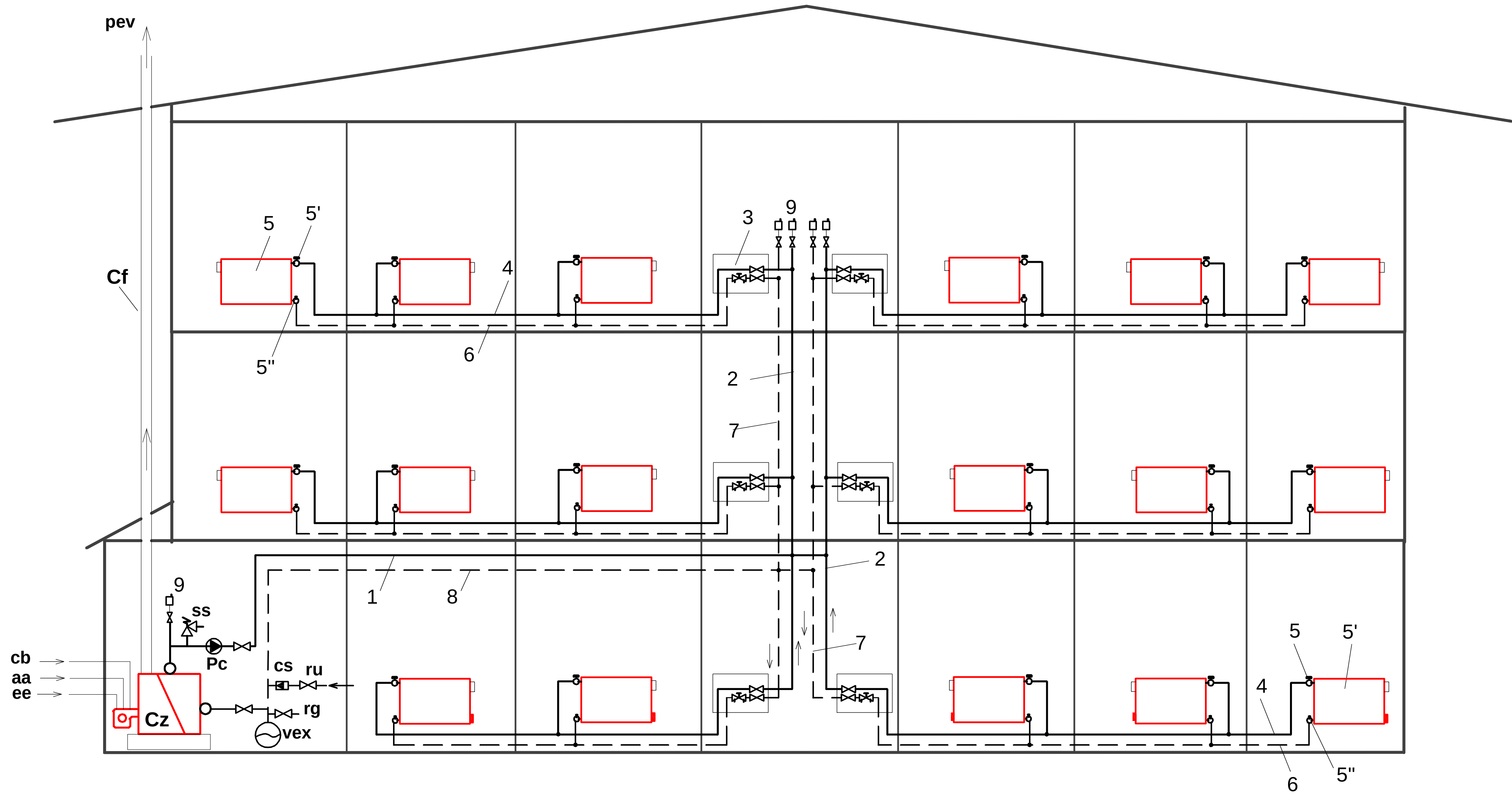


Figura 3.2.4. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala, cu centrala termica de cladire: instalatie de tip centralizat - individuala, cu circulatie prin pompare, cu centrala termica amplasata la parter.

Se porneşte pompa de circulaţie şi arzătorul cazanului. Apa din sistem se încălzeşte în cazan (apa la plecare din cazan are temperatura necesară pentru reglajul calitativ, asigurat la nivel de centrala termică prin regulatorul aferent), iar în aparatele de încălzire aceasta cedează o parte din căldura transportată către încăpere. Circuitul agentului termic este: Cz-1-2-3-4-5'-5-5''-6-7-8-Cz. Distribuţia debitelor de agent termic între consumatori se realizează prin dimensionarea corectă a diametrelor conductelor şi prin reglarea pierderilor suplimentare de sarcină în vanele de echilibrare hidraulică la consumatori şi pe reţeaua de distribuţie.

Reglarea sistemului de încălzire se face prin reglare calitativă centrală (temperatura apei calde la plecare din cazan este corelată cu temperatura aerului exterior). De asemenea, la fiecare consumator este posibil (prin intermediul robinetelor cu reglaj termostatic, sau dispozitivelor de reglare din modulele de racordare) să se realizeze o reglare a căldurii primite de fiecare reţea de apartament.

Contorizarea consumurilor de căldură se realizează direct pe combustibilul utilizat, iar între locatari defalcarea acestora se poate face prin utilizarea contoarelor de căldură.

Sistemul prezentat permite încălzirea diferenţiată pe zone (sistemul de producere livrează parametri termici suficienţi pentru asigurarea tuturor cerinţelor, reglarea făcându-se prin dispozitivele de reglare amplasate în modulele de racordare).

Modulele de racordare (figurile 3.2.5 şi 3.2.6) au rolul de a cupla reţelele de apartament la reţeaua generală colectivă a clădirii: modulele au în componenţă echipamente pentru:

- izolare faţă de reţeaua comună (robinete de separare RS),
- echilibrare hidraulică între diversele reţele de apartament faţă de reţeaua de distribuţie comună (robinete de echilibrare cu reglaj pasiv RE sau cu reglaj activ RPd),
- contor de energie termică,
- dispozitive de reglare a căldurii livrate în apartamente (de tip cantitativ- vane cu două căi RRa1 sau cu trei căi în repartiţie Rra2- comandate de termostate de ambianţă TA),

- separatoare hidraulice (butelie de decuplare SH),
- pompe de circulație pentru rețeaua de apartament.

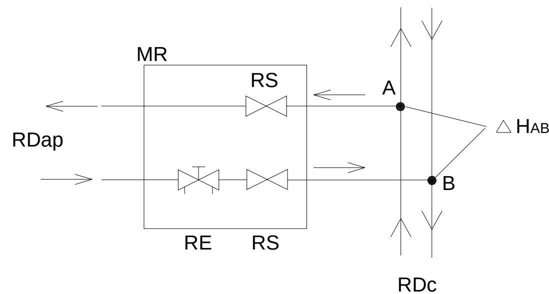
Diferitele tipuri constructive sunt alese conform cerințelor de gestionare şi de funcționare a rețelei de distribuție.

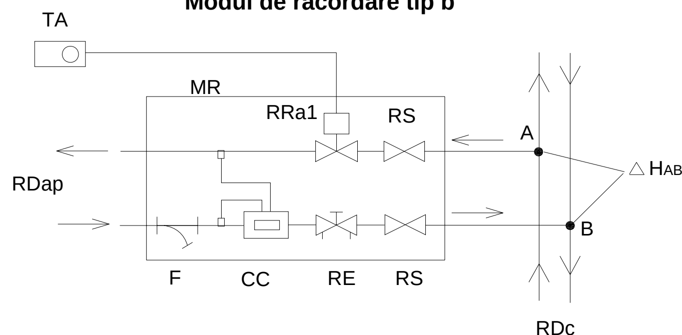
Modulul de racordare (modulul termohidraulic) cu vană de reglare cu două căi (figura 3.2.5-b) este compus din robinete de separare, robinet de echilibrare hidraulică cu setare fixă, robinet de reglare automată cu două căi, contor de energie termică (debitmetru, sonde de temperatură agent termic ducere şi întoarcere, calculator- înregistrator). În acest caz, energia motoare pentru circulația agentului termic provine din diferența de presiune din punctele de racordare. Robinetul de echilibrare hidraulică asigură repartizarea debitului total nominal prin rețeaua de apartament. Robinetul de reglare automat cu două căi este acționat (tot – nimic) de un termostat (sau cronotermostat) de ambianță.

Agentul termic livrat de rețeaua exterioară de alimentare cu căldură are temperatura corelată cu temperatura aerului exterior (reglare calitativă centrală). Reglarea locală realizată prin vană cu trei căi automată (reglare cantitativă asupra debitului de agent termic care intră în rețeaua de apartament) are rolul de a adapta debitul de căldură la cerințele consumatorului (apartamentului), şi de a recupera aporturile gratuite (din însorire, etc). Sistemul conduce la realizarea unor temperaturi de întoarcere a agentului termic mai mici, şi de asemenea la debite variabile pe rețeaua comună de distribuție.

Modulul termohidraulic cu vană de reglare cu trei căi (figura 3.2.6- d): este compus din robinete de separare, robinet de echilibrare hidraulică cu setare fixă, robinet de reglare automat cu trei căi, by pass, contor de energie termică (debitmetru, sonde de temperatură agent termic ducere şi întoarcere, calculator- înregistrator). În acest caz energia motoare pentru circulația agentului termic provine din diferența de presiune din punctele de racordare. Robinetul de echilibrare hidraulică asigură repartizarea debitului total nominal prin rețeaua de apartament. Robinetul de reglare automat cu trei căi este acționat (tot – nimic) de un termostat (sau cronotermostat) de ambianță. Agentul termic livrat de rețeaua exterioară de alimentare cu căldură are

temperatura corelată cu temperatura aerului exterior (reglare calitativă centrală). Reglarea locală realizată prin vana cu trei căi automată (reglare cantitativă asupra debitului de agent termic care intră în rețeaua de apartament) are rolul de a adapta debitul de căldură la cerințele consumatorului (apartamentului) şi de a recupera aporturile gratuite (însorire, etc).





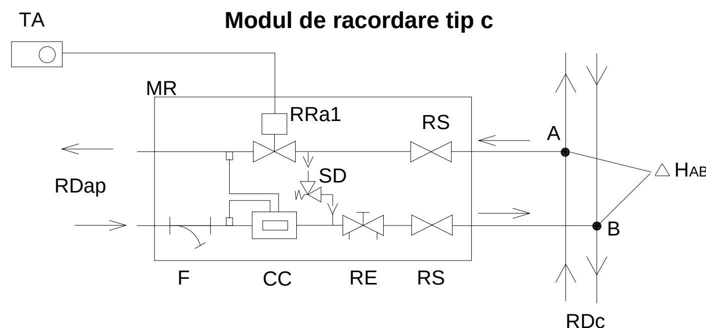


Figura 3.2.5. Scheme principiale pentru module de racordare pentru rețele de distribuție de apartament. MR: ansamblu modul de racordare; RDc: rețea de distribuție comuna; RDap: rețea de distribuție individuala (de apartament); A, B: puncte de racord ; ΔH_{AB}: diferența disponibila de presiune in racord; RS: robinet separare; RE: robinet de echilibrare hidraulica cu reglaj fix (manual); CC: contor de căldura; F: filtru de impurități; RRa1: robinet de reglare automata cu două căi; SD: supapa de descărcare; TA: termostat de ambianta.

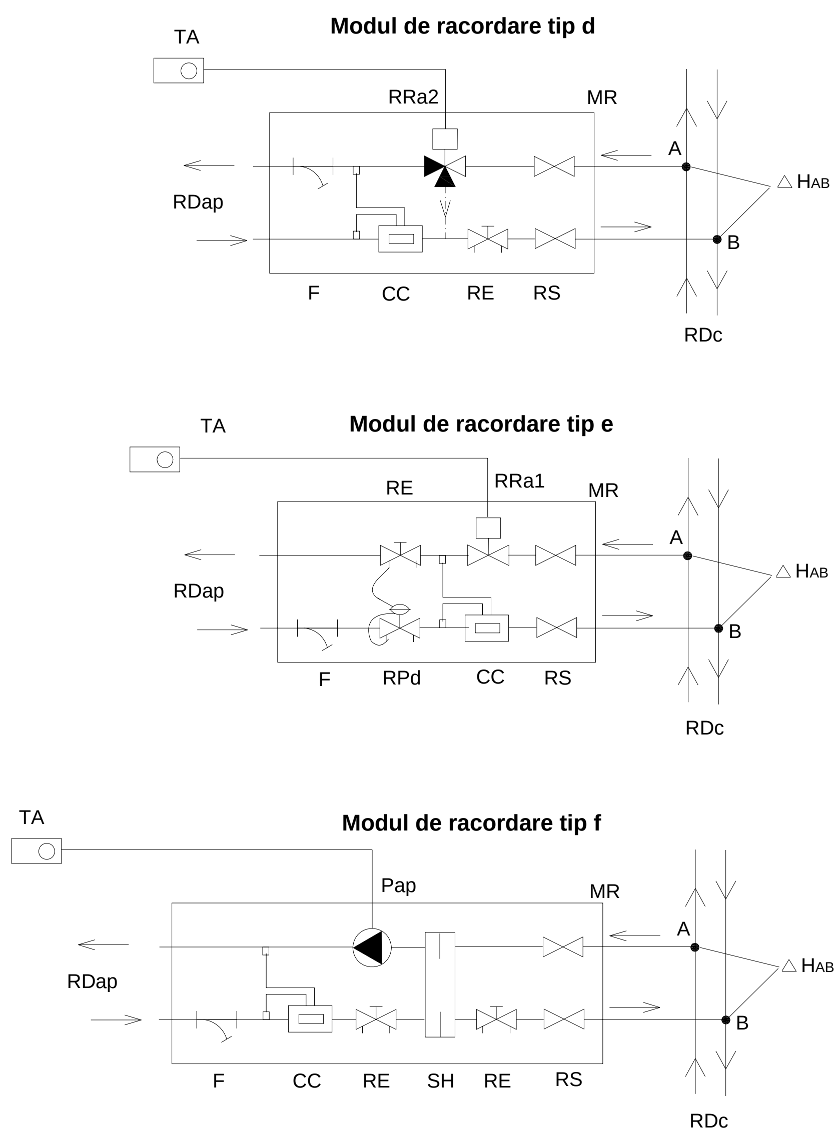


Figura 3.2.6 Scheme principiale pentru module de racordare pentru rețele de distribuție de apartament. MR: ansamblu modul racordare; RDc: rețea de distribuție comuna; RDap: rețea de distribuție individuală (de apartament); A, B: puncte de racord ; ΔH_{AB}: diferența disponibila de presiune în racord; RS: robinet separare; RE: robinet de echilibrare; CC: contor de căldură; F: filtru de impurități; RRa1: robinet de reglare automată cu două căi; RRa2: robinet de reglare automată cu trei căi; RPd: robinet de echilibrare automată a presiunii diferențiale; Pap: pompă de circulație pentru RDap; SH: separator hidraulic; TA: termostat de ambianță.

Sistemul conduce la temperaturi de întoarcere a agentului termic mai mari, iar debitele de agent termic de pe rețeaua comună de distribuție sunt practic constante.

Modulul termohidraulic cu pompă, vana de reglare cu trei căi şi separator hidraulic (figura 3.2.6- f) este compus din robinete de separare, robinet de echilibrare hidraulică cu setare fixă, robinet de reglare automat cu trei cai, by pass, pompa de circulație, contor de energie termică. În acest caz energia motoare pentru circulația agentului termic pe rețeaua comuna de distribuție provine din diferența de presiune

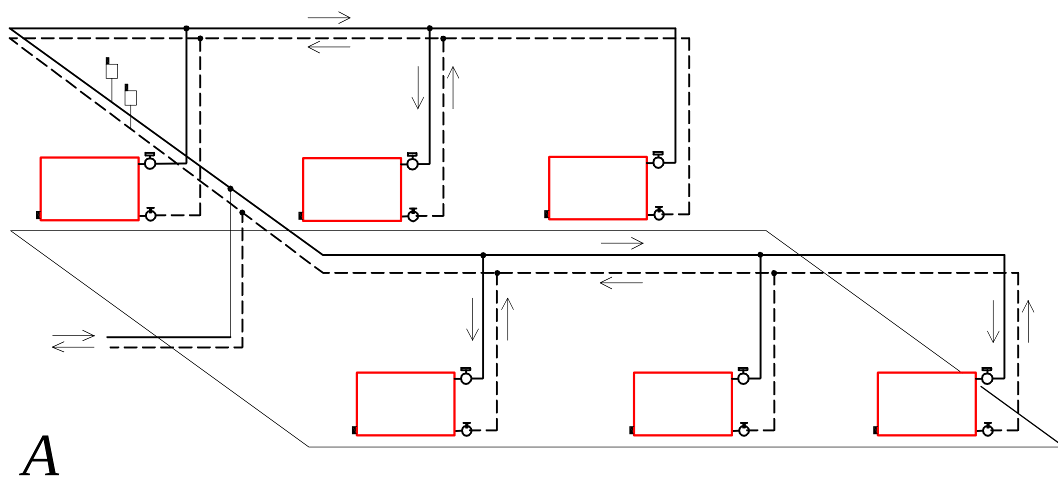
din punctele de racordare. Pentru rețeaua de apartament, circulația agentului termic se face pe baza energiei introduse prin pompa de circulație, care asigură circulația agentului termic între separatorul hidraulic, aparatele de încălzire şi înapoi.

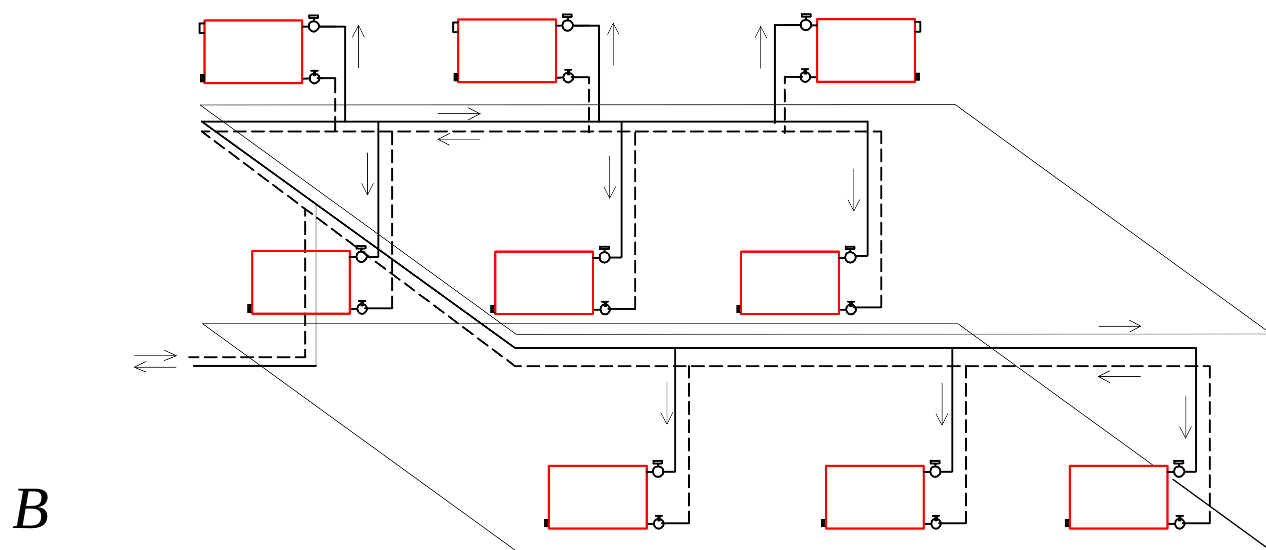
Robinetul de echilibrare hidraulică asigură repartizarea debitului total nominal pentru rețeaua de apartament (efectuarea reglajului de echilibrare este esențial datorită lipsei de rezistență hidraulică a separatorului). Robinetul de reglare automat cu trei căi este acționat (tot – nimic sau progresiv) de un termostat (sau cronotermostat) de ambianță. Agentul termic livrat de rețeaua exterioară de alimentare cu căldură are temperatura corelată cu temperatura aerului exterior (reglare calitativă centrală). Reglarea locală realizată prin vană cu trei căi automată (reglare calitativă locală asupra temperaturii de agent termic care intră în aparatele de încălzire) are rolul de a adapta debitul de căldură emis de aparatele de încălzire la cerințele consumatorului (apartamentului), şi de a recupera aporturile gratuite (însorire, etc).

Debitele de agent termic ce trec prin aparatele de încălzire sunt constante, ceea ce conduce la oscilații mici ale temperaturii aerului interior.

Sistemul conduce la temperaturi de întoarcere a agentului termic mai mari, iar debitele de agent termic de pe rețeaua comună de distribuție sunt practic constante.

Rețelele de apartament: configurația rețelelor de apartament se poate face arborescent sau inelar, cu distribuție inferioară, superioară sau mixtă (figurile 3.2.7, 3.2.8, 3.2.9). Aceste configurații sunt alese în funcție de modul de montaj adoptat (pentru montaj îngropat în şape şi tencuieli se utilizează rețeaua de tip radial, realizata fără îmbinări îngropate în şapă, restul de soluții fiind utilizate în montaj aparent). Conductele îngropate sunt alese din țeavă flexibilă din materiale plastice sau din cupru, montată fără îmbinări în pardoseală. Conductele sunt montate în tuburi izolante termic; o problemă importantă de montaj o reprezintă spațiul de dilatare necesar pentru conductele îngropate (creat de cele mai multe ori în interspațiul dintre țeavă şi tubul de izolație termică).





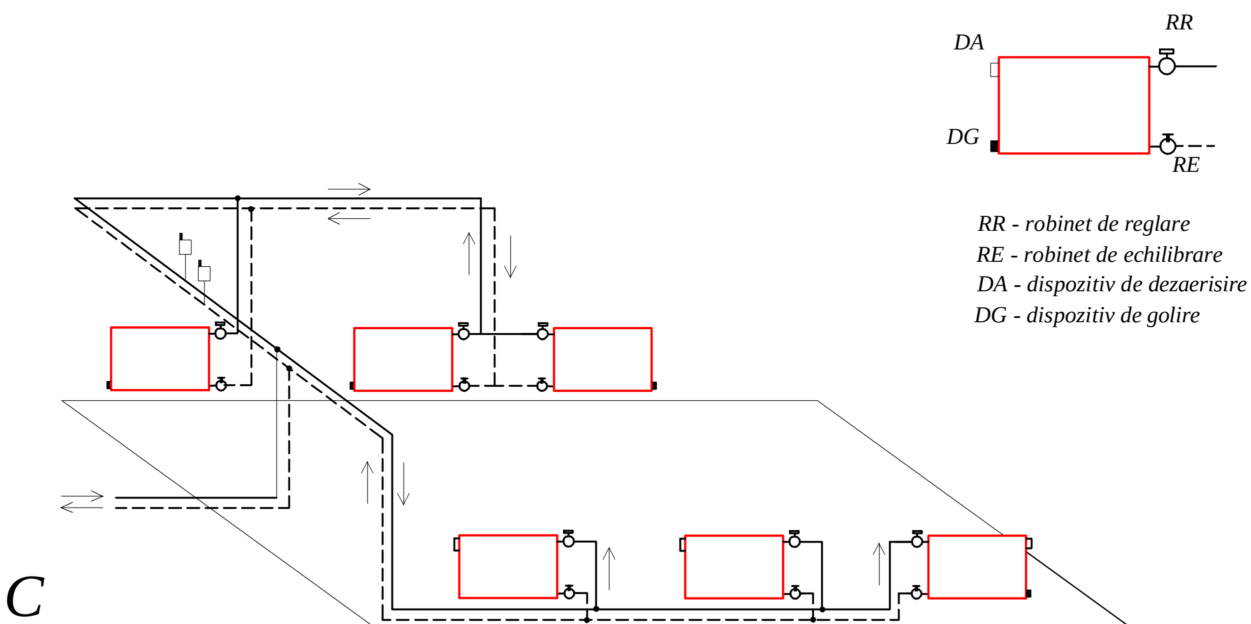
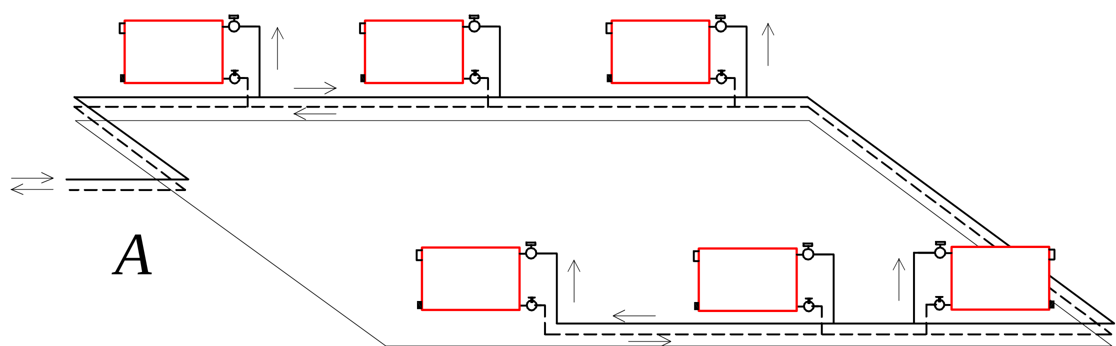
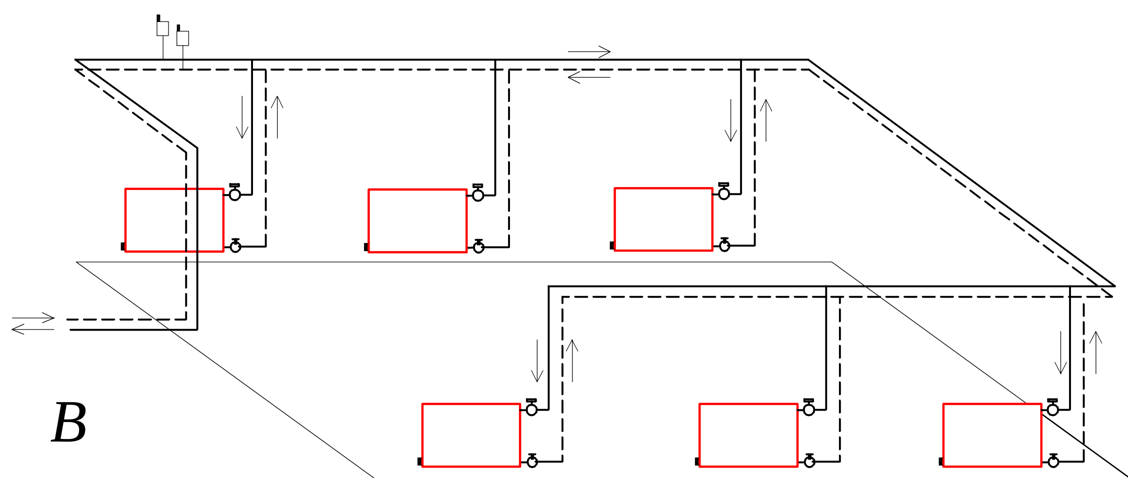


Figura 3.2.7. Tipuri de retele de distributie de apartament arborescente: A: distributie superioara; B: distributie intermediara; C: distributie mixta.





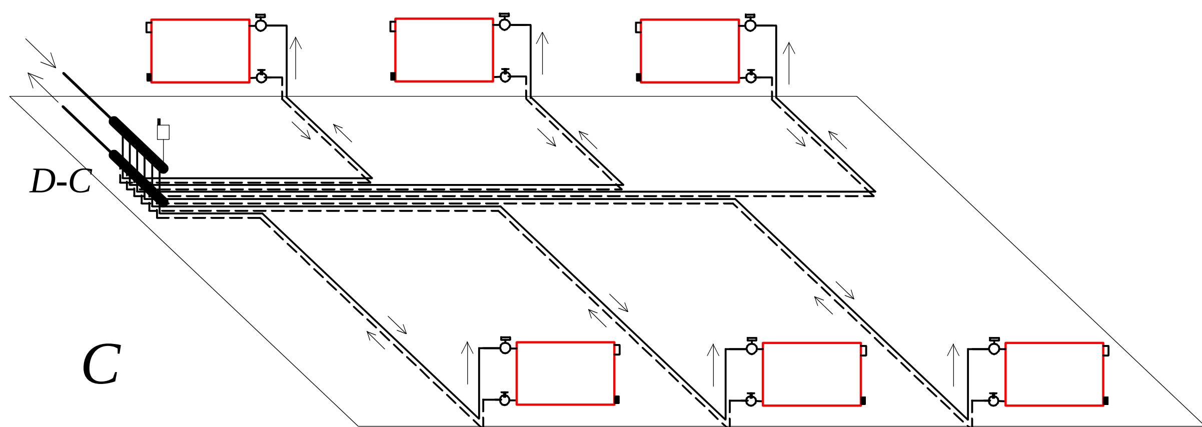


Figura 3.2.8. Retele de distributie de apartament de tip arborescent particulare: A: 'in linie' inferioara; B: 'in linie' superioara; C: radiala.

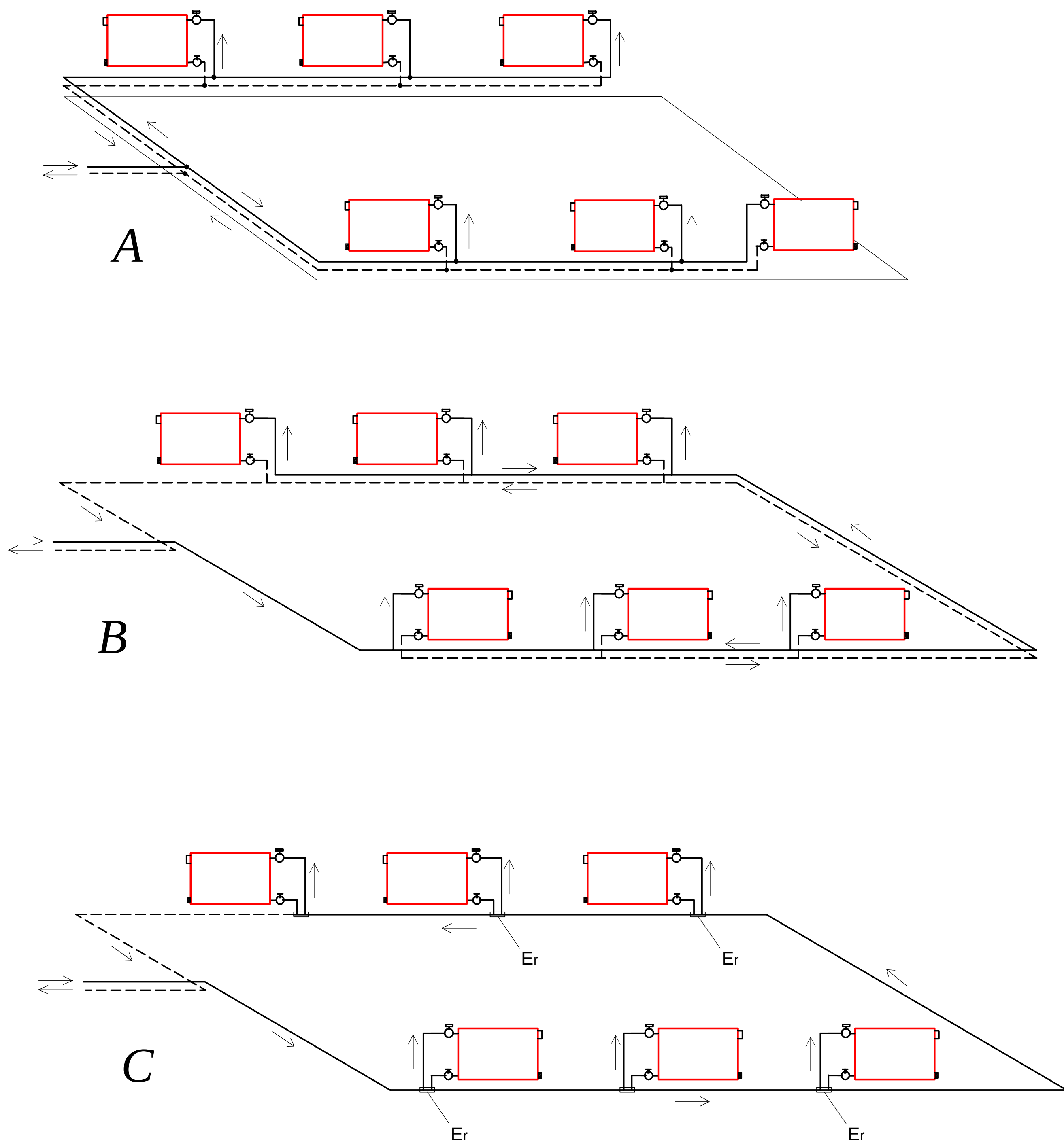


Figura 3.2.9. Tipuri de retele de distributie de apartament:
A: arborescenta (distributie inferioara); B: Tichelman (inelara); C: monotubulara.

O alta problemă a conductelor îngropate constă în emisia termică a acestor conducte, care poate crea disfuncționalități de reglare în încăperile cu densitate mare de conducte (în special lângă distribuitor şi colector).

Conductele montate aparent sunt alese din țeavă rigidă, de cupru sau oțel. Conductele nu sunt izolate termic dacă trec prin încăperile încălzite.

Sistemul de încălzire centrală de clădire, cu rețea de distribuție centralizat individuală, cu centrala termică la partea superioară (figura 3.2.10 Cz: cazan de apă caldă; Pc: pompă de circulație; ss: dispozitiv de siguranță împotriva suprapresiunilor; sn: dispozitiv de asigurare împotriva lipsei apei din cazan; vex: dispozitiv de preluare a excedentului de apă provenit din dilatarea agentului termic; ru: dispozitiv de încărcare cu agent termic a instalației; cb: combustibil; aa: aer de ardere; ee: energie electrică; pev: produse de ardere evacuate; 1: conducta principală de distribuție ducere; 2: coloana de distribuție ducere; 3: modul de racord al rețelei de apartament; 4: rețea de distribuție de apartament, ducere; 5: corp de încălzire; 5': robinet de reglare; 5": robinet de echilibrare; 6:rețea de distribuție de apartament, întoarcere; 7: coloană colectoare întoarcere; 8: conducta principală colectoare întoarcere; 9: dispozitiv de dezaerisire.)

În schema prezentată centrala termică este amplasată la partea superioară a clădirii: soluția este utilizată în cazul în care nu se dispune de un spațiu corespunzător în alte zone ale clădirii, dar prezintă şi unele avantaje: cheltuielile induse de evacuarea gazelor arse sunt foarte mici şi se utilizează un spațiu altfel nefolosit. Echipamentele utilizate trebuie însa să aibă greutăți mici (de exemplu cazane ‚murale’).

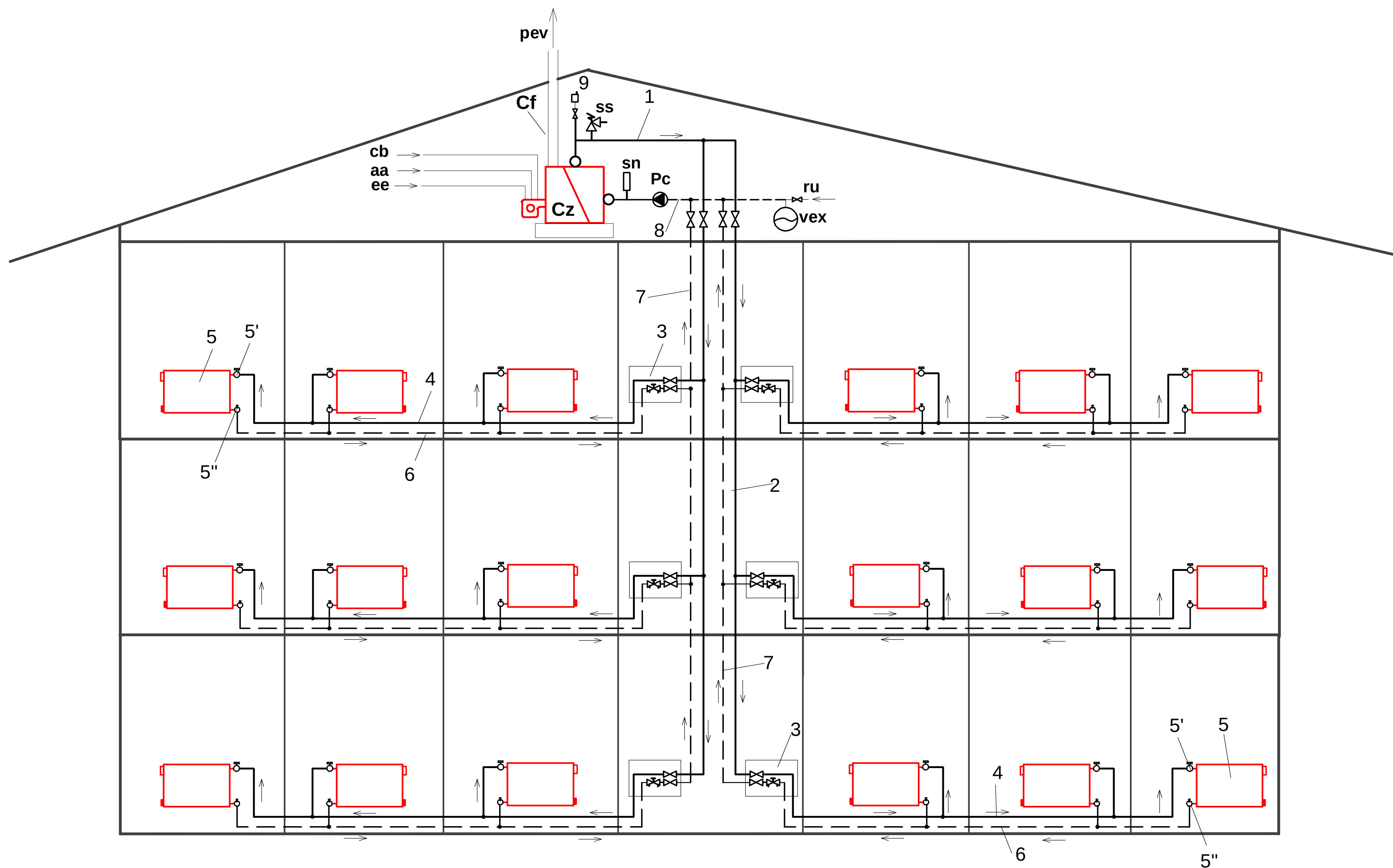


Figura 3.2.10. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala cu centrala termica de cladire: instalatie de tip centralizat - individuala, cu circulatie prin pompare, cu centrala termica amplasata la partea superioara.

Sistemul de încălzire centrală cu centrale termice de apartament (*figura 3.2.11* :

Ct: microcentrală termică compactă; Cf: coş de evacuare gaze arse; ss: supapă de siguranță; cb: combustibil; aa: aer de ardere; ee: energie electrica; pev: produse de ardere evacuate; 1: rețea de distribuție de apartament, ducere; 2: corp de încălzire; 2': robinet de reglare; 2": robinet de echilibrare; 3: rețea de distribuție de apartament, întoarcere).

Încălzirea se realizează cu sisteme individuale pentru fiecare apartament. Acestea sunt racordate la rețeaua de distribuție de apartament, respectiv la rețelele de alimentare cu combustibil, aer de ardere, evacuare gaze de ardere, electricitate.

Acest sistem este utilizat preponderent în clădiri individuale aflate în zone fără rețea de încălzire urbană şi în care nu există centrală termică de clădire. Se caracterizează prin randamente mai reduse în exploatare, siguranța în exploatare necesită implicarea consumatorilor (întreținere şi supraveghere), respectiv costuri suplimentare de verificare şi mentenanță. Poluarea atmosferică este adusă în zona clădirii (apartamentelor).

Contorizarea consumurilor se face simplu, prin măsurarea combustibilului utilizat.

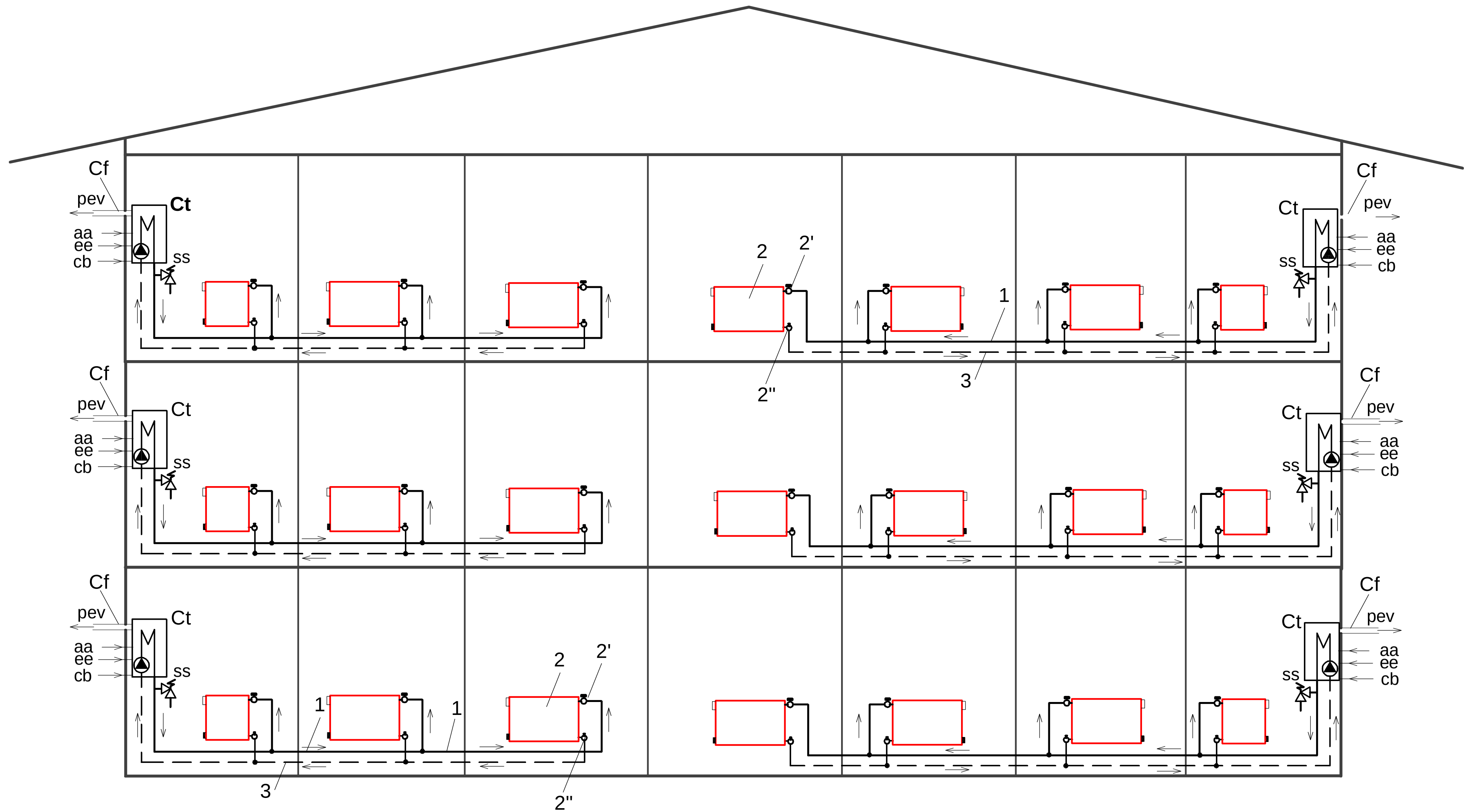


Figura 3.2.11 Sistem de incalzire centrala de apartament.

Sisteme de încălzire urbană

Sistemul de încălzire urbană este reprezentat de sistemul prin care energia primară este transformată în lucru mecanic şi căldură. Sursele primare pot fi centrale de cogenerare (CET- centrale electrice de termoficare, în care energia primară este utilizată pentru producerea aburului de presiune mare, care este introdus într-o turbină şi prin intermediul unui generator electric se produce energie electrică; căldura aburului destins prin turbină este utilizată ca sursă de încălzire pentru consumatorii din zona respectivă. Această căldură reziduală este transmisă către zona consumatorilor fie direct prin aburul provenit din turbină (ca în sistemele de alimentare centralizată cu căldură din Paris, New York, etc), fie printr-un agent termic intermediar (apa fierbinte de 130-150°C, ca în sistemele din România, Germania, Rusia, etc). Aburul sau apa fierbinte ajunge în zona consumatorilor prin reţele urbane de distribuţie (reţele primare), în puncte termice de transformare. În punctele termice se prepară agentul termic de încălzire (apa caldă) şi de asemenea apa caldă de consum menajer necesară consumatorilor din zona servită, pe baza căldurii agentului termic din reţeaua primară (aburul sau apa fierbinte). De la punctul termic către consumatori, apa caldă de încălzire şi apa caldă menajeră sunt distribuite prin reţelele secundare de distribuţie (fig 3.1.3).

Branşamentul termic reprezintă legătura fizică constituită printr-un ansamblu de conducte (ducere-întoarcere a agentului termic spre şi de la instalaţia interioară a consumatorului/ asociaţiei de consumatori) care pune în legătură o reţea de distribuţie gestionată de un furnizor de utilităţi (energie termică purtată de un agent termic) cu reţeaua de distribuţie gestionată de un consumator (sau asociaţie de consumatori).

Branşamentul este în proprietatea furnizorului şi include dispozitivele şi echipamentele necesare pentru contorizarea (măsurarea şi înregistrarea) consumurilor, pentru reglajele hidraulice necesare şi pentru izolarea reţelei interioare de reţeaua exterioară.

Poziţia branşamentului trebuie să corespundă limitelor de proprietate atât la nivelul conductelor , cit si în ceea ce priveşte amplasarea sa; în cele mai multe cazuri însă, prin acord tacit, branşamentul se găseşte în interiorul proprietăţii consumatorilor.

Instalații ale consumatorilor: totalitatea instalațiilor şi receptoarelor care utilizează energie termică purtată de un agent termic, situate după limita de proprietate (după branşament- deci după robinetele de izolare pentru instalația interioară).

<u>Sistemul de încălzire urbană cu rețea de distribuție centralizat colectivă cu instalație de dezaerisire centrală.</u>

Sistemul de distribuție *(figura 3.2.12 : RUC: rețea urbană de distribuție a căldurii; R[Q,ΔH] : punct de branşament la RUC (agent termic furnizat cu debitul de căldură nominal Q, cu diferența disponibilă de presiune ΔH, cu reglare calitativă); 1: conducta principală de distribuție (ducere); 2: coloana de distribuție ; 3: racord ducere; 4: corp de încălzire; 4': robinet de reglare; 4": robinet de echilibrare; 5: racord întoarcere; 6: coloana colectoare; 7: conducta principală de colectoare (întoarcere); 8: conducta dezaerisire; 9: vas de separare aer; 10: robinet de dezaerisire; 11: robinet de echilibrare; 10: contor de căldură; 13: robinet de separare.)* se compune din:

- conductele de branşament (ducere- întoarcere) la rețeaua exterioara (secundara) de alimentare cu căldura,
- contor de energie termica la limita de proprietate,
- robinete de izolare fata de rețeaua exterioară,
- dispozitiv de echilibrare hidraulica (robinet sau diafragmă de echilibrare),
- rețea de distribuție orizontală principală (poziționată în subsol sau în canale termice amplasate sub pardoseala parterului),
- coloane de distribuție (pe care sunt plasate, la partea inferioară, robinete cu funcțiuni de separare şi de echilibrare hidraulică – pasive sau active, robinete de golire a coloanei);
- racorduri coloană- aparate de încălzire,
- aparate de încălzire (pe care se montează robinete cu funcțiuni de separare, reglare şi echilibrare hidraulică, dispozitive de dezaerisire şi de golire),

- dispozitive şi conducte de dezaerisire a instalației.

Circulația agentului termic prin rețeaua de distribuție, de la punctul de branşament la fiecare corp de încălzire şi înapoi, este realizată pe baza diferenței de presiune din punctul de racord, care provine de la sistemul de pompare amplasat în punctul termic. Peste efectul de pompare se suprapune şi efectul termic (termosifon) generat de diferența de greutate (densitate, temperatură) a apei din coloanele de ducere şi respectiv întoarcere. Diferențierea consumurilor de căldură între apartamente se poate face indirect, prin înregistrarea diferențelor de temperatura între aerul din fiecare încăpere şi temperatura medie a corpului de încălzire din încăperea respectivă (repartitoare de costuri). Aceste înregistrări, ponderate cu suprafețele fiecărui aparat de încălzire, permit defalcarea consumului de încălzire (măsurat cu ajutorul contorului de energie termica) între apartamente.

În cazul în care aparatele de încălzire sunt echipate cu robinete automate de reglare a căldurii livrate către încăpere (robinete cu termostat- de reglare automată a debitului de agent termic), variațiile de debit induse de acțiunea acestor robinete pot conduce la dezechilibrarea hidraulică a rețelei, şi atunci se impune prevederea robinetelor de reglare automata la baza coloanelor.

Eliminarea aerului din instalație se realizează centralizat printr-o rețea de conducte de dezaerisire care uneşte capetele tuturor coloanelor de ducere spre un punct central de dezaerisire (robinet de dezaerisire). Conductele de dezaerisire sunt racordate în sac la punctul central de dezaerisire, în scopul menținerii la partea superioara a acestora a unei perne de aer sub presiune, care să împiedice eventualele debite parazite pe partea superioară a coloanelor. Această configurație conduce însă la imposibilitatea intervenției punctuale pentru reparații la o coloană (separare, golire) deoarece rețeaua este interconectată şi pe la partea superioară: reparația implică deci separarea şi golirea întregii rețele. Sistemul cu distribuție colectivă pe coloane este caracterizat printr-o cantitate mai mică de conductă utilizată, de dificultate în contorizarea directă a consumurilor de căldură pentru fiecare apartament, dificultate de realizare a regimurilor

termice diferite între apartamente, afectarea mai multor apartamente în cazul apariției unor defecțiuni, etc.

O altă modalitate de dezaerisire centralizată este cea cu dispozitive automate de dezaerisire amplasate la partea superioară a fiecărei coloane: această soluție face posibilă intervenția asupra fiecărei coloane, deci prevederea de robinete de separare şi de golire îşi are rostul în acest caz *(figura 3.2.13: RUC: rețea urbana de distribuție a căldurii; R[Q,ΔH] : punct de branşament la RUC (agent termic furnizat cu debitul de căldură nominal Q, cu diferența disponibila de presiune ΔH, cu reglare calitativa]; 1: conducta principale de distribuție (ducere); 2: coloana de ducere; 3: racord ducere; 4: corp de încălzire; 4': robinet de reglare; 4": robinet de echilibrare; 5: racord întoarcere; 6: coloana întoarcere; 7: conducta principala colectoare (întoarcere); 8: dispozitiv de dezaerisire; 9: robinet de echilibrare hidraulica; 10: robinet de dezaerisire 11: robinet de golire; 12: contor de căldură).*

<u>*Sistem de încălzire urbană cu rețea de distribuție centralizat individuală (figura 3.2.14*</u> *RUC: rețea urbană de distribuție a căldurii; R[Q,ΔH] : punct de branşament la RUC (agent termic furnizat cu debit de căldură nominal Q, cu diferența disponibilă de presiune ΔH, cu reglare calitativă); 1: conductă principală de distribuție (ducere); 2: coloană de distribuție; 3: modul de racord al rețelei de apartament; 4: rețea de distribuție de apartament; 5: corp de încălzire; 5': robinet de reglare; 5": robinet de echilibrare; 6: rețea de distribuție de apartament; 7: coloană colectoare; 8: conductă principală colectoare (întoarcere); 9: conductă de dezaerisire; 9:contor de căldură; 10: robinet de separare; 11: robinet de echilibrare; 12: robinet de golire; 13: dispozitiv de dezaerisire.)*

Sistemul îmbină avantajele încălzirii urbane cu cel al unei configurații a rețelei de distribuție interioare pe grupe de consum (apartamente). Rețeaua de distribuție de apartament, alimentată prin rețea de distribuție comună prin racord (ducere-întoarcere) pentru fiecare apartament, ceea ce permite:

- contorizarea simplă a consumurilor de căldură la fiecare apartament,

- separarea fără dificultate a acestora,

- racordarea la sursă proprie fără modificarea rețelei de apartament,

- realizarea regimurilor termice diferite între apartamente.

Sistemul de distribuție este compus din:

-conductele de branşament (ducere-întoarcere) la rețeaua exterioară (secundară) de alimentare cu căldura,

- contor de energie termică la limita de proprietate,

- robinete de izolare față de rețeaua exterioară,

- dispozitiv de echilibrare hidraulică (robinet sau diafragmă de echilibrare),

- rețea de distribuție orizontală principală (poziționată în subsol sau în canale termice amplasate sub pardoseala parterului),

- coloane de distribuție (pe care sunt plasate, la partea inferioară, robinete cu funcțiuni de separare şi de echilibrare hidraulică – pasive sau active, robinete de golire a coloanei),

- racorduri coloana comună de distribuție – rețea de distribuție de apartament,

- modul de racordare (modul termohidraulic),

- rețea de distribuție de apartament,

- aparate de încălzire.

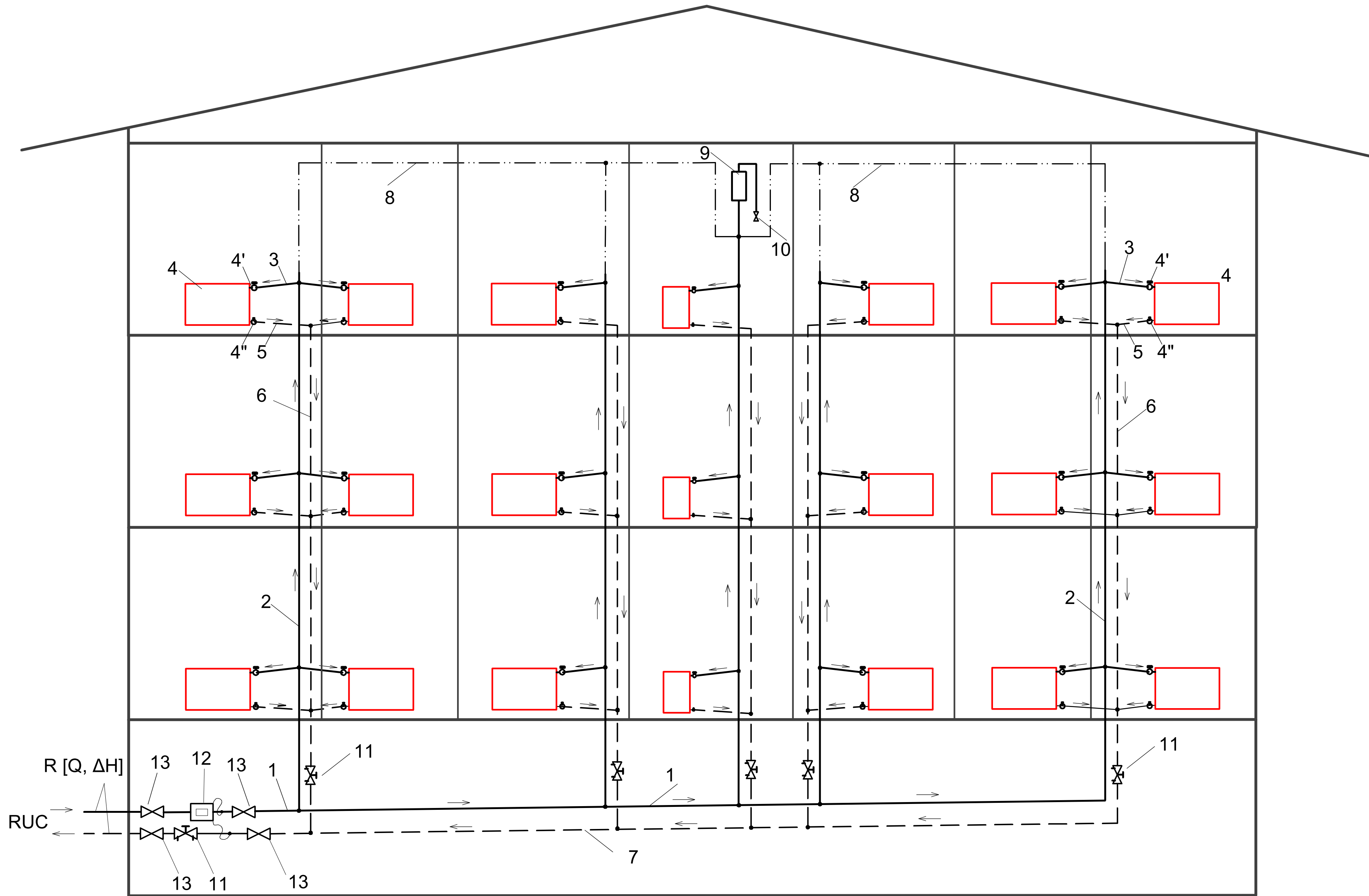


Figura 3.2.12. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala racordat la o retea urbana de alimentare cu caldura: instalatie de cladire de tip centralizat - colectiva, cu circulatie prin pompare, cu distributie bitubulara inferioara si dezaerisire centrala.

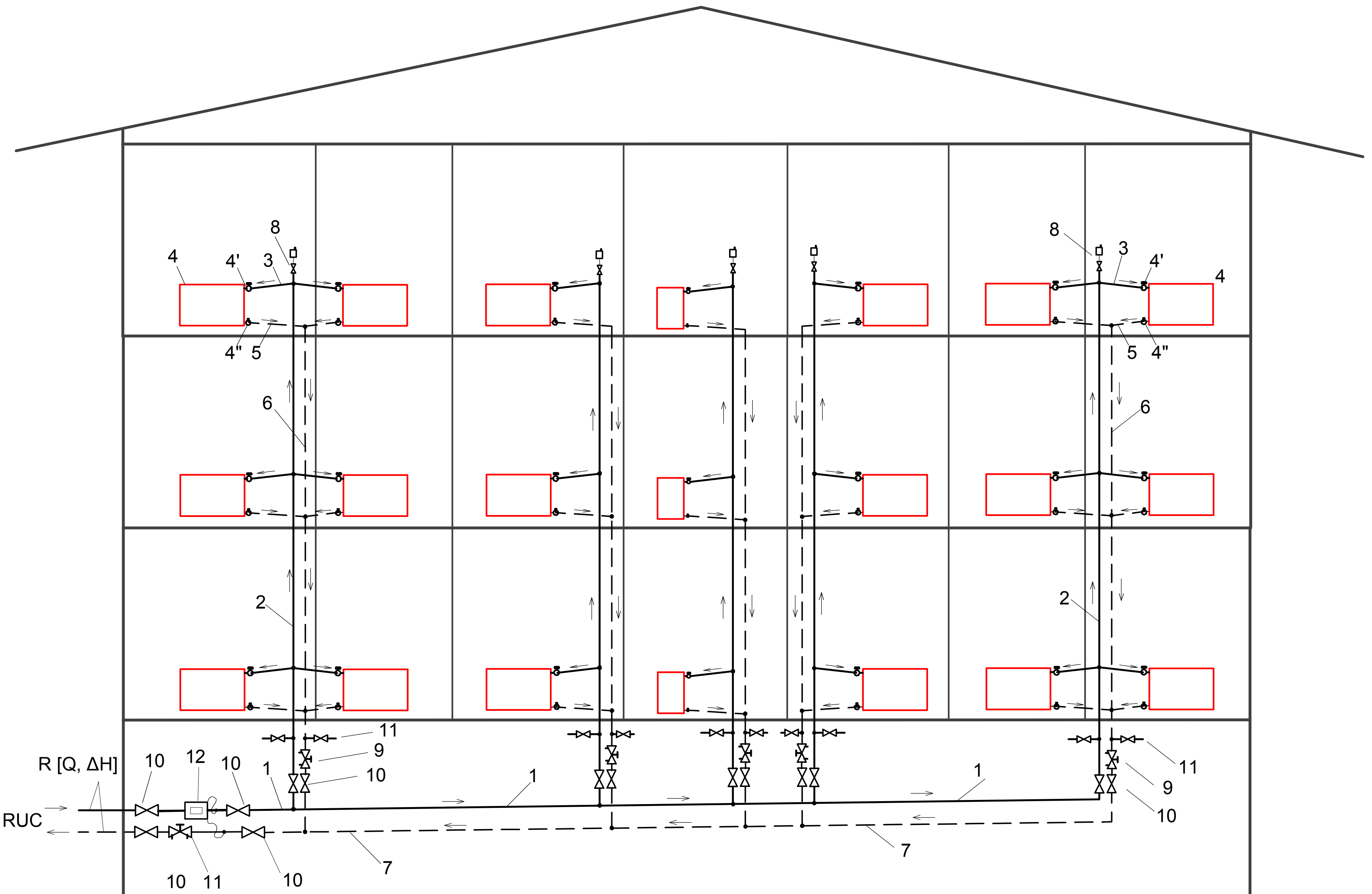


Figura 3.2.13. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala racordat la o retea urbana de alimentare cu caldura: instalatie de cladire de tip centralizat - colectiva, cu circulatie prin pompare, cu distributie bitubulara inferioara si dezaerisire pe coloane.

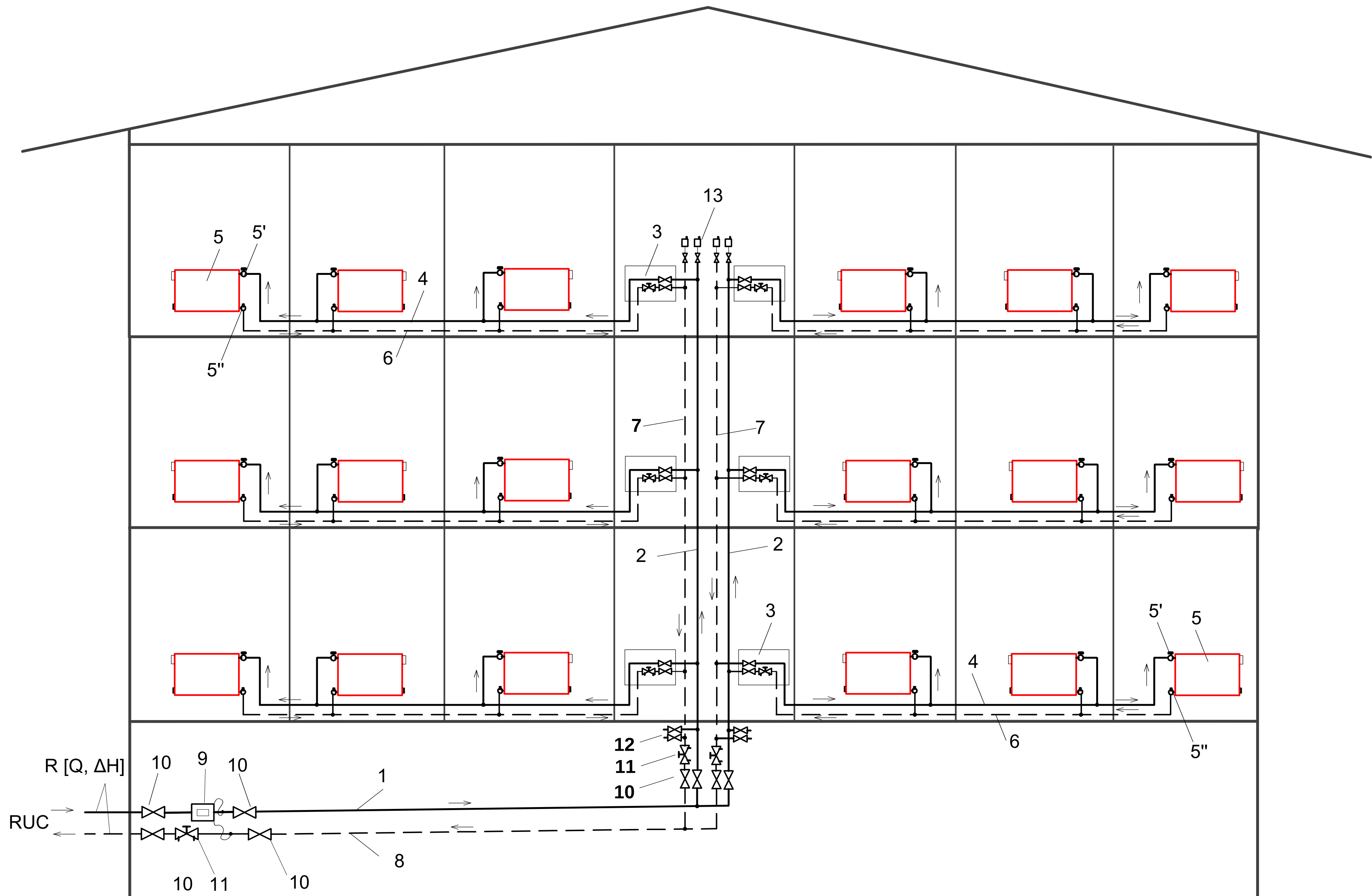


Figura 3.2.14. Sistem de incalzire centrala pentru o cladire condominiala racordat la o retea urbana de alimentare cu caldura: instalatie de cladire de tip centralizat - individuala, cu circulatie prin pompare, cu distributie bitubulara inferioara.

3.3.3. Rețele de distribuție a agentului termic.

3.3.3.1. Alcătuirea şi clasificarea rețelelor de distribuție

Rețelele de distribuție a căldurii sunt alcătuite din conducte, piese de îmbinare (fitinguri), armături (robinete de închidere, echilibrare, reglare, dezaerisire, golire, etc), dispozitive pentru preluarea dilatărilor, etc., cu rolul de a asigura transportul şi reglarea parametrilor fluidelor de lucru între sursa termică (centrala termică sau punctul termic de transformare) şi consumatori (suprafețe încălzitoare, sisteme de instalații locale de distribuție, etc.).

Rețelele de distribuție a fluidelor pentru încălzire sunt, în general, sisteme hidraulice închise. Concepția acestor sisteme se bazează pe cunoaşterea amplasamentului sursei termice şi a consumatorilor, a debitelor de căldură necesare la consumatori, precum şi pe cunoaşterea presiunilor "motoare" pentru circulația fluidelor în sistem.

Conductele sunt realizate, în principal, din oțel (conducte îmbinate prin sudură longitudinală şi conducte "trase" – fără sudură de îmbinare), din cupru, din polipropilenă, polietilenă, PVC, etc. Materialul aleas trebuie să corespundă cu fluidul vehiculat din punct de vedere al presiunii şi temperaturii de lucru şi al interacțiunii chimice (coroziune chimică, electrochimică, etc).

►**Criteriile principale** pentru concepția rețelelor de distribuție sunt:

- realizarea debitelor de fluid (de căldură) cerute în instalație;
- stabilitatea hidraulică a rețelei în condiții variabile de lucru;
- consum energetic optim pentru circulația fluidului;
- compensarea dilatărilor mecanice ale rețelei;
- posibilitatea de evacuare a aerului la încărcarea cu apă a instalației şi în timpul funcționării;
- posibilitatea de golire a instalației (în caz de reparație sau pentru evitarea înghețului);
- minimizarea pierderilor de căldură către spațiile neîncălzite;
- separarea zonelor de consum cu proprietari diferiți sau cu cerințe diferite (posibilitatea realizării reglării diferite a căldurii livrate, a separării/izolării

consumatorilor, a contorizării separate a consumurilor);

- consumuri de materiale şi de manoperă economice şi consumuri minime pentru vehicularea fluidului (minimizarea costurilor de investiție şi exploatare).

►Prescripții pentru montare a conductelor

- Montarea (pozarea) conductelor se face, de preferință, în spații special prevăzute în clădire: conductele care trec prin elementele de construcție trebuie să fie prevăzute în "planul de goluri" din faza de proiect;
- Trecerea prin elementele de construcție se face prin "protecții", astfel încât conductele să se poată mişca liber față de construcție;
- Conductele se montează cu pante (pentru evacuarea aerului în procesul de umplere cu apă a instalației, respectiv pentru evacuarea apei în cazul golirii instalației)

  - pentru eliminarea aerului, în toate punctele superioare (cât mai puține posibil) se montează separatoare de aer şi dezaeratoare, cu acționare manuală sau automată;
  - în punctele inferioare se prevăd dispozitive de golire (dopuri, robinete, etc.).

- Racordarea echipamentelor (cazane, schimbătoare de căldură, pompe, aparate de încălzire, rezervoare, etc) trebuie realizată prin vane de separare (izolare) şi cu dispozitive de racordare demontabile (racorduri de compresie – racord olandez, flanşe, etc.) pentru ca acestea să poată fi demontate (pentru verificare, întreținere, reparare) fără golirea/oprirea întregii instalații;

De asemenea, pe ramurile importante ale rețelei (sau care alimentează zone din instalație) se montează robinete de separare şi de golire.

- Dilatarea rețelelor (dilatarea în lungime a conductelor) trebuie analizată astfel încât, în funcționare, mărirea temperaturii conductelor să nu provoace eforturi mecanice care să se descarce în elementele de construcție sau să provoace deformări sau distrugeri ale conductelor sau ale elementelor de construcții.

Se utilizează compensatoare naturale realizate din configurarea rețelei (compensatoare în formă de L, Z sau U) sau compensatoare speciale (compensatoare lenticulare, axiale, etc.), corelată cu o dispunere

corespunzătoare a punctelor fixe şi mobile care să favorizeze preluarea în bune condiții a dilatărilor.

În cazul rețelelor îngropate în şape şi tencuieli, pentru dilatarea conductelor trebuie să se creeze spații suficiente (fie prin montarea țevii în tuburi de protecție sau în tuburi de izolare cu diametru suficient de mare, fie prin amplasarea țevii în canale speciale).

La conductele care trec prin elemente de construcție, racordurile (teuri, curbe) trebuiesc amplasate astfel încât dilatarea liberă a conductelor să nu fie împiedicată şi deci să nu producă eforturi mecanice asupra elementelor de construcție.

Echipamentele trebuie să fie racordate la rețeaua de distribuție prin racorduri suficient de lungi şi suficient de elastice pentru ca eforturile generate de dilatare să nu se descarce în aceste echipamente.

- Izolarea termică pentru limitarea pierderilor energetice în spațiile neîncălzite.

Izolarea termică a conductelor are drept scop limitarea pierderilor energetice spre spațiile neîncălzite. În acelaşi timp, izolarea termică defectuoasă poate să provoace dereglări ale sistemului de gestionare automată (prin micşorarea temperaturii fluidului caloportor, prin mărirea aporturilor de căldură dintr-o încăpere cu conducte neizolate, etc).

Izolarea termică este de asemenea necesară pentru conductele de răcire (chiar într-o proporție mai mare). Pe lângă limitarea pierderilor 'frigoriilor', în cazul conductelor de răcire izolarea termică trebuie să realizeze evitarea condensării vaporilor de apă din aer pe suprafața exterioară a conductelor sau armăturilor reci, pe suporți, pompe, etc., deoarece, pe lângă coroziunea externă a conductelor, pot să apară şi efecte legate de apa (condensul) care pătrunde în încăperi.

Protecția izolației termice a rețelelor de conducte se face pentru menținerea caracteristicilor izolatoare şi, de asemenea, în mediul exterior, pentru protecția împotriva intemperiilor şi a păsărilor.

- Protecția împotriva înghețului se poate face prin mai multe metode:

■ golirea sistemului:

- pentru cazurile în care se fac pauze lungi de utilizare
- în special pentru instalații (sau porțiuni de instalații) mici
- se realizează prin prevederea de robinete de golire în punctele inferioare ale instalației în care poate rămâne apa, la echipamente, etc.
- pentru situații particulare, se poate utiliza soluția suflării cu aer comprimat (în principiu, dacă apa nu ocupă integral secțiunea unei conducte, înghețarea apei nu afectează rezistența conductei).

Aceasta metodă conduce la o coroziune mai accentuată a conductelor, iar la punerea în funcțiune în condiții de frig, se pot produce dopuri de gheață.

■ circulația continuă a fluidului:

- măsura conduce la un consum mare de energie, iar în cazul întreruperii alimentării cu energie electrică conductele sunt în pericol.

■ izolarea termică a conductelor:

- izolarea suplimentară a conductelor conduce la diametre mai mari şi, în funcție de condiții, nu se obține decât o prelungire a timpului până la care apa va începe să congeleze.

■ utilizarea fluidelor anticongelante:

- fluidele anticongelante se utilizează în soluție apoasă (săruri, alcooli, glicoli, etc.)

-soluțiile glicolate sunt caracterizate (în raport cu soluțiile pe bază de alcool) de: punct de congelare scăzut, proprietăți anticorozive, volatilitate mică, toxicitate mică.

În acelaşi timp, capacitatea termică scade cu 15-25% şi viscozitatea cinematică a fluidului (deci şi pierderile de sarcină) creşte cu 20-30%, în funcție de tipul antigelului şi de concentrația acestuia.

►**Principalele tipuri de rețele de distribuție** sunt:

◘ Rețele bitubulare:

- ramificate :
  - o arborescente (figura 3.3.1),
  - o rețelele "în linie" (figura 3.3.2),

- o radiale -caz particular (figura 3.3.3)
- inelare-buclă Tickelman-(figura 3.3.4).

◘ Rețele monotubulare

◘ Rețele mixte

► ***Grafice piezometrice comparative***

Pentru trei consumatori (C_1, C_2, C_3) amplasați în plan orizontal, s-au trasat 4 tipuri de rețele de distribuție plecând din punctele de racord RR' (figura 3.3.1, figura 3.3.2, figura 3.3.3, figura 3.3.4). Se consideră că cei trei consumatori au caracteristici de rezistență hidraulică egală ($\Delta h_{C1}= \Delta h_{C2}= \Delta h_{C3}$) la debitele nominale şi că circulația agentului termic prin rețea este asigurată de diferența de presiune dintre punctele R şi R'.

În schema din figura 3.3.2, racordarea este de tip arborescent în linie; în figura 3.3.1 racordarea este de tip arborescent propriu zisă; în figura 3.3.3 racordarea este de tip radial (caz particular al rețelei arborescente) iar în figura 3.3.4 racordarea este de tip inelar (buclă Tickelman).

Graficele piezometrice, alcătuite pentru cele 4 rețele, plecând de la consumatori spre punctul de racord, conduc la următoarele observații:

În schema din figura 3.3.2 rezultă un necesar de presiune mai mare în punctul de racord, datorită lungimii mari a circuitului de alimentare pentru consumatorul cel mai dezavantajat; acesta impune prevederea unor pompe mai mari şi implicit, consumuri energetice mai mari.

În schema din figura 3.3.2 şi în cea din figura 3.3.3, lungimile tronsoanelor de conductă sunt mai mari, deci şi costurile materiale, de montaj şi pierderile de căldură sunt mai mari.

Schema din figura 3.3.2 poate fi totuşi utilizată în cadrul instalațiilor în care condițiile de montaj o impun (cazul distribuției de plintă, etc.), dar pentru lungimi limitate (apartamente).

Schema de tipul celei din figura 3.3.3 este utilizată în special pentru rețelele de distribuție de apartament. La acest tip de instalație conductele sunt montate îngropat

în şapă, fără îmbinări, fiind create circuite independente pentru fiecare consumator (radiator). Consumul mare de țeavă implicat este contrabalansat prin rapiditatea şi simplitatea montajului.

Schema din figura 3.3.1 reprezintă un bun compromis între schema din figura 3.3.2 şi schema din figura 3.3.3 deoarece oferă o diferență de presiune necesară mai mică în punctul de racord şi în acelaşi timp o diferență de presiune mai mică între consumatori. Aceasta este mai uşor de preluat prin pierderi liniare sau prin pierderile locale introduse de organele locale de reglaj. Schema din figura 3.3.1 oferă de asemenea posibilitatea obținerii unor trasee mai scurte, ceea ce conduce la realizarea de economii la materialele prevăzute pentru realizarea instalației şi la o echilibrare hidraulică, din diametre, mai bună.

În schema din figura 3.3.4 este prezentată o rețea de distribuție bitubulară, inelară (buclă Tickelman). Rețelele inelare se utilizează în cazul traseelor perimetrale prezentând avantajul că, în cazul lor, poate fi realizată o bună echilibrare hidraulică a circuitelor (lungimile circuitelor de dimensionat pentru fiecare consumator sunt aproximativ egale). Dezavantajele utilizării acestui tip de schemă sunt reprezentate de necesitatea unei diferențe de presiune mai mari în punctul de racord RR' (valoare comparabilă cu necesarul de presiune din schema prezentată în figura 3.3.2) şi prevederea de diametre diferite pentru conductele de ducere față de conductele de întoarcere.

Diferențele între presiunile disponibile şi presiunile necesare pentru vehicularea debitelor dorite la consumator trebuiesc preluate fie prin pierderile liniare pe racordurile consumatorilor (Δh_{ij}), fie prin pierderi locale suplimentare (Δh_{rrj}) introduse prin dispozitive speciale de echilibrare (vane de echilibrare manuale sau automate). Preluarea diferențelor mari de presiune pune probleme atât asupra stabilității hidraulice a circuitului, cât şi asupra nivelului de zgomot generat în instalație.

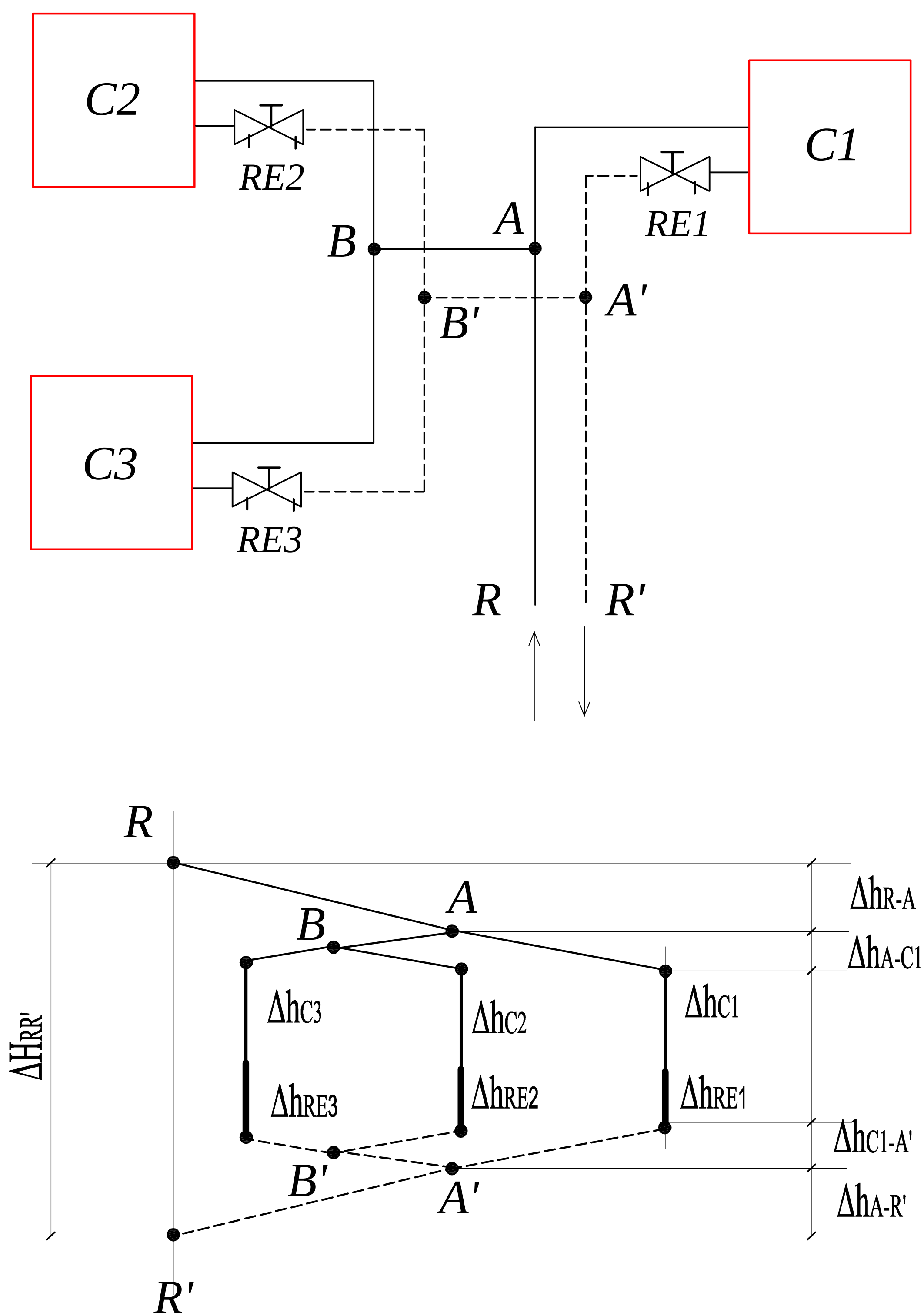


Figura 3.3.1. Retele de distributie a agentului termic in sisteme inchise: cazul retelei de distributie arborescente

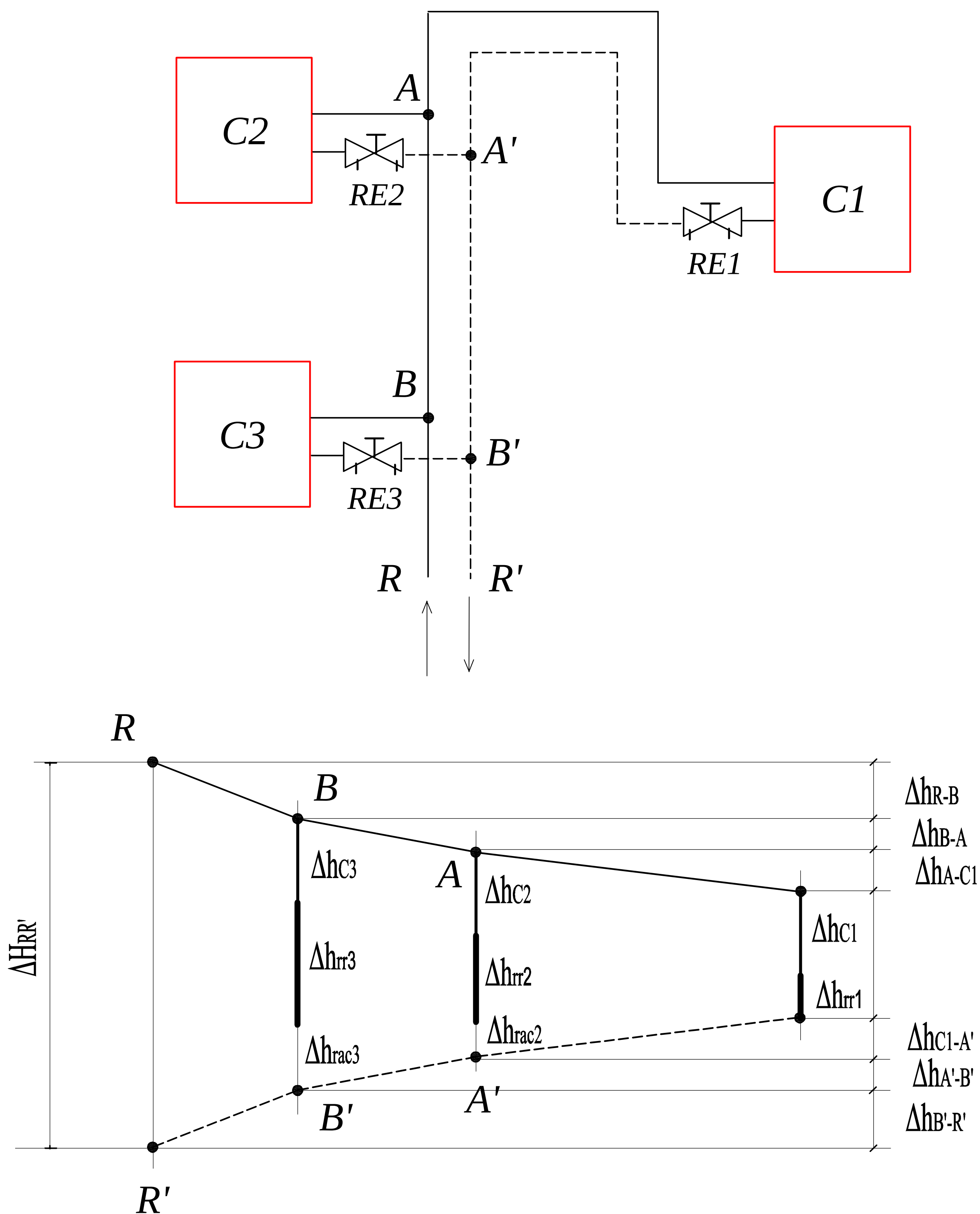


Figura 3.3.2. Retele de distributie a agentului termic in sisteme inchise: cazul retelei de distributie arborescente 'in linie'.

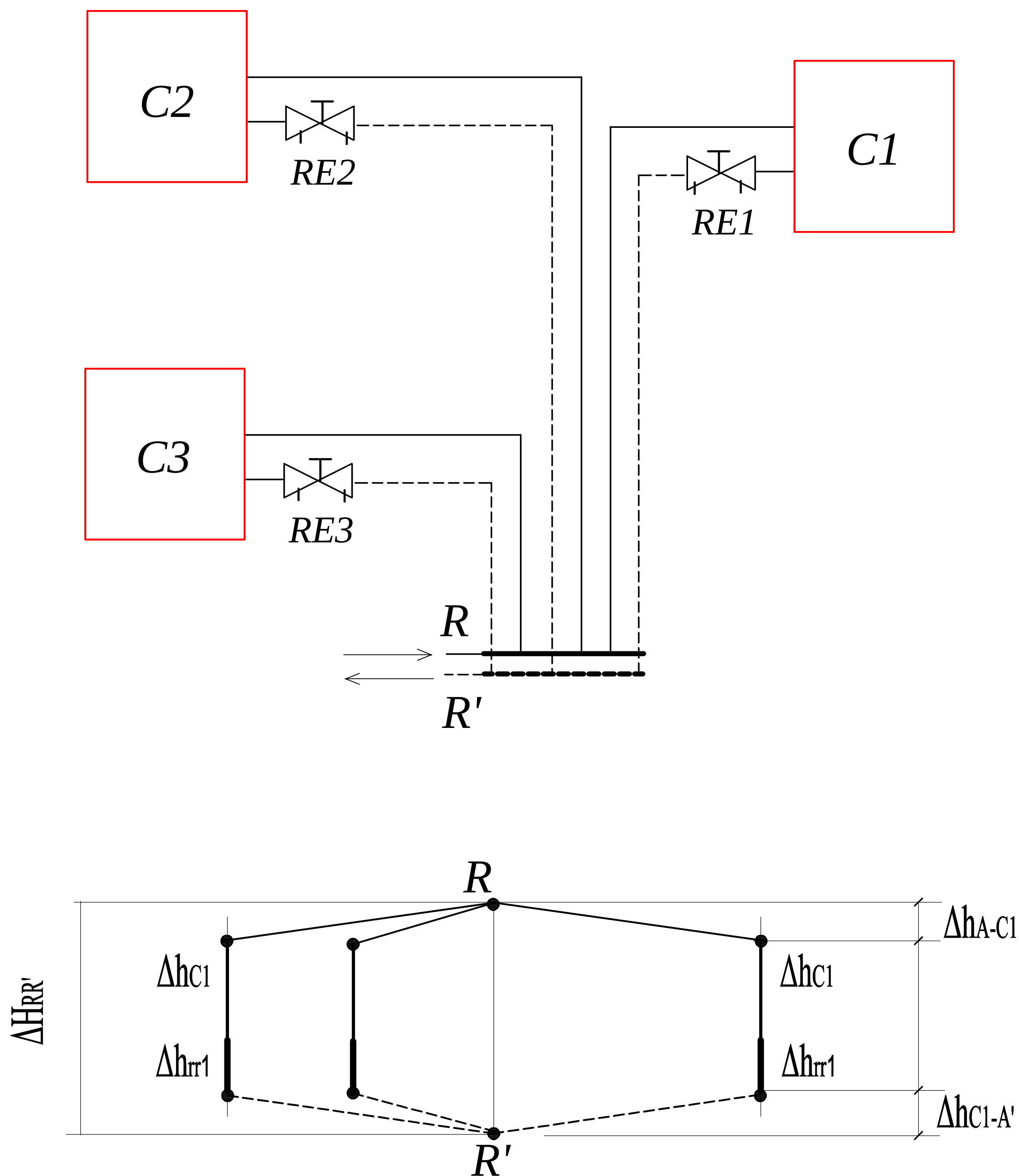
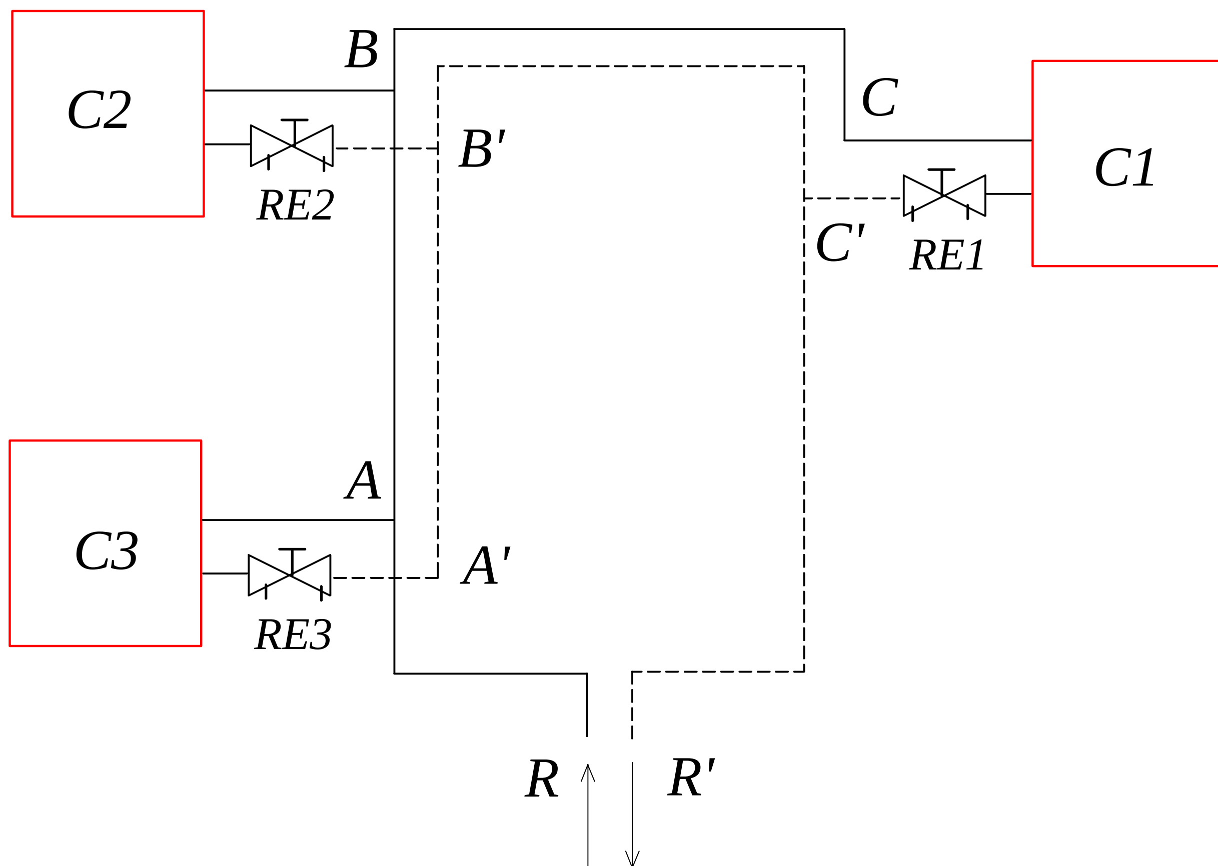


Figura 3.3.3. Retele de distributie a agentului termic in sisteme inchise: cazul retelei de distributie arborescente 'radiala'



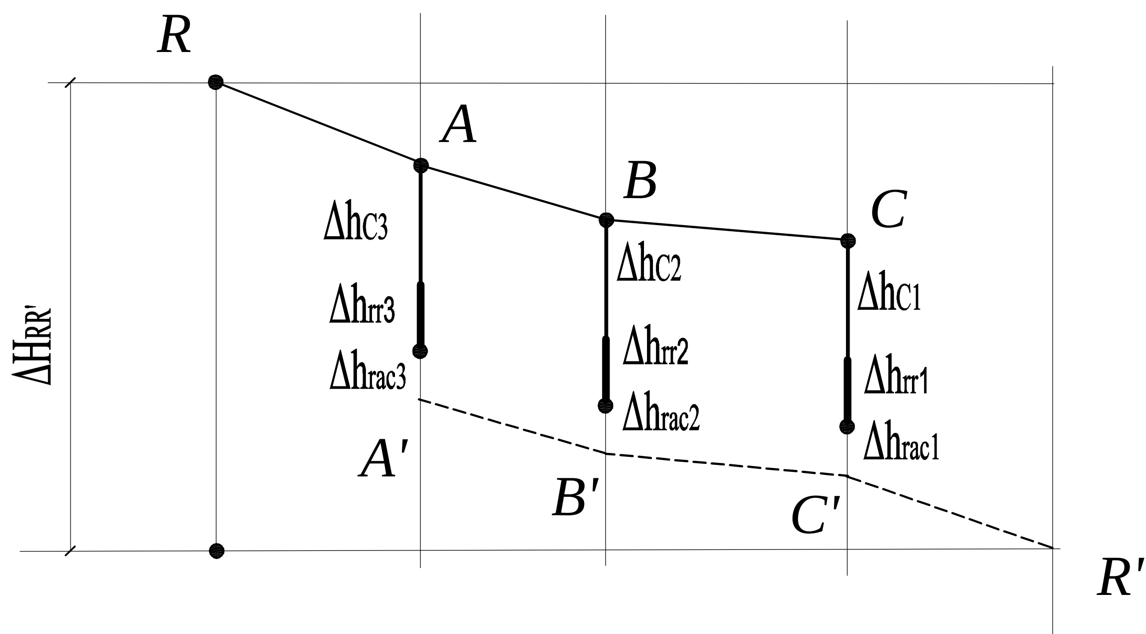


Figura 3.3.4 Retele de distributie a agentului termic in sisteme inchise: cazul retelei de distributie inelara (Tickelman).

3.3.3.2. Relații generale pentru calculul hidraulic al rețelelor de distribuție

Curgerea fluidelor în sistemele de încălzire cu apă caldă poate fi asimilată cu o mişcare permanentă, unidimensională şi anizotermă a unui fluid incompresibil.

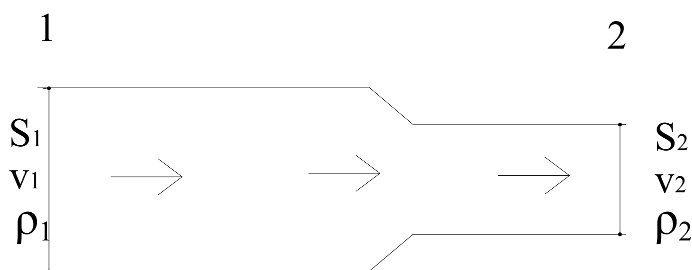
În acelaşi timp, sistemele de încălzire cu agent caloportor apă caldă sunt sisteme închise, în care apa este recirculată între o sursă încălzitoare (cazan, etc) şi aparatele consumatoare de căldură (radiatoare, etc).

Modelul matematic utilizat pentru determinarea problemei hidraulice este compus dintr-un set de ecuații fundamentale, după cum urmează:

1-ECUAȚIA DE CONTINUITATE (ecuația de conservare a materiei)

Pentru o porțiune de conductă parcursă de un fluid, între două secțiuni 1 şi 2 perpendiculare pe liniile de curent:

$$G = v_1\,\rho_1\,S_1 = v_2\,\rho_2\,S_2 = ct \qquad \text{(kg/s)} \qquad (3.3.1)$$

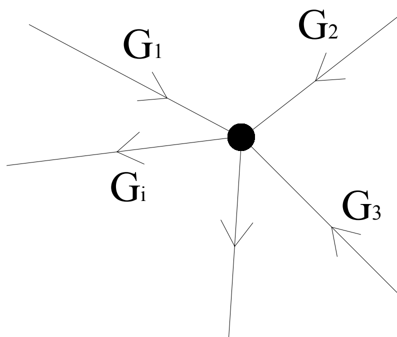


În care: G: debit masic de fluid (kg/s) ;

v_1, v_2: viteza de curgere a fluidului prin secțiunea1, secțiunea 2 (m/s) ;

ρ_1, ρ_2: densitatea fluidului în secțiunea1, secțiunea 2 (kg/m^3) ;

S_1, S_2: aria secțiunii 1, secțiunii2 prin care curge fluidul (m^2).

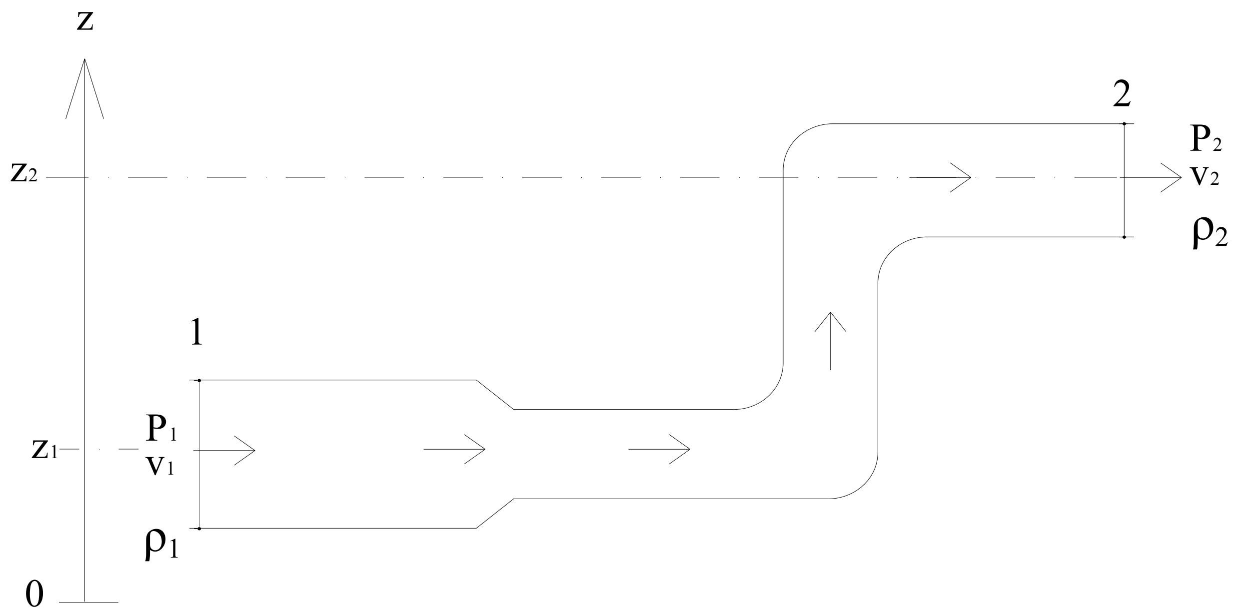


Pentru un nod format prin intersecția a "n" tronsoane:

$$\sum_{j=1}^{n} G_j = 0 \qquad \text{(kg/s)} \qquad (3.3.2)$$

2-ECUAȚIA BERNOULLI (ecuația de conservare a energiei)

Ecuația Bernoulli exprimă relația între diferitele tipuri de energie dezvoltate în mişcarea unui fluid (energia cinetică, energia potențială şi de presiune). Pentru o porțiune de conductă parcursă de un fluid, între două secțiuni 1 şi 2 perpendiculare pe liniile de curent, avem:



$$\left(z+\frac{p}{\rho g}\right)_1+\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_1=\left(z+\frac{p}{\rho g}\right)_2+\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_2+h_{r1-2} \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.3)$$

în care z: cota secțiunii (m), p: presiunea fluidului (Pa), ρ: densitatea fluidului (kg/m^3), α: coeficientul de neuniformitate a vitezei (coeficientul Coriolis), v: viteza medie a fluidului în secțiunea i (m/s).

$\left(z+\frac{p}{\rho g}\right)_i$: cota piezometrică a fluidului în secțiunea i (energia potențială a fluidului în secțiunea i)

$\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_i$: energia cinetică a fluidului în secțiunea i

$\left(z+\frac{p}{\rho g}\right)_i+\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_i$: sarcină (înălțimea) hidrodinamică a fluidului în secțiunea i

h_{r1-2} : pierderea de sarcină hidrodinamică (disiparea energetică) a fluidului pe porțiunea de conductă delimitată de secțiunile 1 şi 2.

3-RELAȚII DE DETERMINARE A PIERDERILOR DE SARCINĂ

Pentru o porțiune de conductă parcursă de un fluid, între două secțiuni 1 şi 2 perpendiculare pe liniile de curent, disiparea de energie produsă prin frecare (pierderea de sarcină hidrodinamică) poate fi descompusă în pierderi liniare (distribuite) de sarcină $\boldsymbol{h_d}$ şi pierderi locale de sarcină $\boldsymbol{h_l}$:

$$h_{r1-2} = h_{d1-2} + h_{l1-2} \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.4)$$

Exprimând în unități de presiune (P=ρgh), rezultă expresia pierderii de presiune între 1 şi 2:

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_{d1-2} + \Delta p_{l1-2} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.5)$$

PIERDERILE DE SARCINĂ LINIARE sunt:

$$h_d = \frac{\lambda l}{d}\frac{v^2}{2g} \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.6)$$

$$\Delta p_d = \frac{\lambda l}{d}\frac{v^2}{2}\rho \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.7)$$

în care λ: coeficientul de rezistență hidraulică liniară (Darcy) (-), l: lungimea tronsonului de conductă (m), v: viteza fluidului (m/s), d: diametrul conductei (m), ρ: densitatea fluidului (kg/m^3).

Introducând rezistența hidraulică liniară unitară R:

$$R = \frac{\lambda}{d}\frac{v^2}{2g} \qquad \text{(mca/m)} \qquad (3.3.8)$$

$$R' = \frac{\lambda}{d}\frac{v^2}{2}\rho \qquad \text{(Pa/m)} \qquad (3.3.9)$$

Rezultă:

$$h_d = R\,l \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.10)$$

$$\Delta p_d = R'\,l \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.11)$$

PIERDERILE DE SARCINĂ LOCALE sunt:

$$h_l = (\sum \zeta)\frac{v^2}{2g} \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.12)$$

$$\Delta p_l = (\sum \zeta)\frac{v^2}{2}\rho \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.13)$$

în care ξ: coeficient de rezistență hidraulică locală (-); v: viteza fluidului (m/s);

ρ: densitatea fluidului (kg/m^3).

Introducând pierderea hidraulică locală Z rezultă:

$$h_l = \frac{Z}{\rho g} \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.14)$$

$$\Delta p_l = Z \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.15)$$

PIERDEREA TOTALĂ DE SARCINĂ ***Δp*** PE UN TRONSON este:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_l = R' l + Z = \frac{\lambda l}{d}\frac{v^2}{2}\rho + (\sum \zeta)\frac{v^2}{2}\rho \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.16)$$

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_l = R' l + Z = \frac{v^2}{2}\rho\left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta\right) \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.17)$$

PRIMA FORMĂ A ECUAȚIEI FUNDAMENTALE A PIERDERILOR DE SARCINĂ

Aceasta se obține înlocuind viteza prin expresia rezultată din ecuația de continuitate (relația 3.3.1) rezultă:

$$\Delta p = \frac{C_1 G^2}{d^4 \rho}\left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta\right) \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.18)$$

A DOUA FORMĂ A ECUAȚIEI FUNDAMENTALE A PIERDERILOR DE SARCINĂ

Se obține prin înlocuirea debitului masic G cu expresia rezultată din ecuația $G=Q/C_p\Delta\theta$:

$$\Delta p = \frac{C_2 Q^2}{d^4 \rho \Delta\theta^2}\left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta\right) \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.19)$$

Rezultă expresiile utilizate pentru alcătuirea tabelelor practice de dimensionare:

$$R = \frac{C_2 Q^2}{d^5 \rho \Delta\theta^2}\lambda \qquad \text{(Pa/m)} \qquad (3.3.20)$$

$$Z = \frac{C_2 Q^2}{d^4 \rho \Delta\theta^2}\sum \zeta \qquad \text{(Pa/m)} \qquad (3.3.21)$$

Determinarea relațiilor de calcul pentru determinarea valorii coeficientului Darcy pentru regimul de curgere turbulent se bazează pe determinări experimentale realizate

de Nikuradse, Colebrook, etc. Formula Colebrook (deşi implicită), conduce la rezultatele cele mai bune:

$$\frac{1}{\lambda} = -2\log\left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3{,}71\,d}\right) \qquad (3.3.22)$$

în care: λ: coeficientul de rezistență hidraulică liniară (Darcy) (-);

Re: criteriul Reynolds (-);

d: diametrul interior al conductei (m)

ε: rugozitatea absolută a conductei (mm)

Aceste ecuații sunt utilizate pentru alcătuirea unor tabele şi digrame de determinare a parametrilor ce definesc curgerea unui anumit fluid prin conducte realizate din materiale şi pentru diametrele aflate curent în fabricație: tabelele (de exemplu tabelul Anexa 1.1) dau corelația (descrisă de ecuațiile prezentate) între diametrul interior, rezistența hidraulică unitară liniară, viteza fluidului şi debitul fluidului (debit masic, volumic sau de căldură transportată).

De asemenea, pierderile de sarcină produse in 'obstacole' (schimbări de direcție- coturi, curbe-, derivații- teuri de separare sau de împreunare-, schimbări de secțiune de trecere- reducții, intrare/ieşire din echipamente, armături- robinete, supape, filtre, etc) pot fi determinate din tabele şi diagrame de calcul simplificat (de exemplu tabelul Anexa 2.1).

3.3.3.3. Dimensionarea hidraulică a rețelelor de distribuție cu circulație naturală.

Rețelele de distribuție a agentului termic de încălzire sunt în general rețele (sisteme) hidraulic închise. Caracteristica acestor circuite închise este aceea ca energia necesară circulației fluidului corespunde doar necesității învingerii pierderilor prin frecare (pierderilor de sarcină).

Energia care produce circulația fluidului (energia 'motoare') este generată de diferența de greutate a maselor de apă aflate la temperaturi diferite. Astfel, într-un sistem închis, efectul de 'termosifon' se produce de-a lungul întregului sistem, în punctele de răcire (corpuri de încălzire, conducte) şi în cele de încălzire a fluidului (cazane, schimbătoare).

—*Cazul instalației bitubulare cu circulație naturală şi distribuție inferioară*

Se consideră schema unei instalații bitubulare cu distribuție inferioară, cu circulație naturală (figura 3.3.5).

Se cunosc:

- Configurația şi caracteristicile geometrice ale rețelei (l_j = lungimea tronsoanelor, h_j= înălțimea de amplasare consumatorilor față de planul de referință);

** tronson: porțiune de conductă cu acelaşi diametru şi acelaşi debit.*

- Sarcina termică instalată la fiecare consumator Q_j şi pierderea de sarcină în consumatori (la debit nominal) Δh_{Cj};
- Temperaturile nominale ale agentului termic (θ_{ducere} / $\theta_{întoarcere}$).

Se cere:

- Determinarea diametrelelor tronsoanelor rețelei de distribuție (d_j),
- Determinarea dispozitivelor de echilibrare hidraulică (necesitate, poziție, tipul şi gradul de închidere).

Algoritm de calcul

Calculul de dimensionare a rețelei de distribuție pentru debitele nominale de agent termic:

1. Dimensionarea circuitului de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat.

1.1. Se stabileşte circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (circuitul de alimentare al consumatorului cel mai încărcat din punct de vedere termic, cel mai îndepărtat pe orizontală față de punctul de racord la cazan şi cel plasat, față de cazan, la înălțimea cea mai mică): circuitul R-A-C_1-A'-R'.

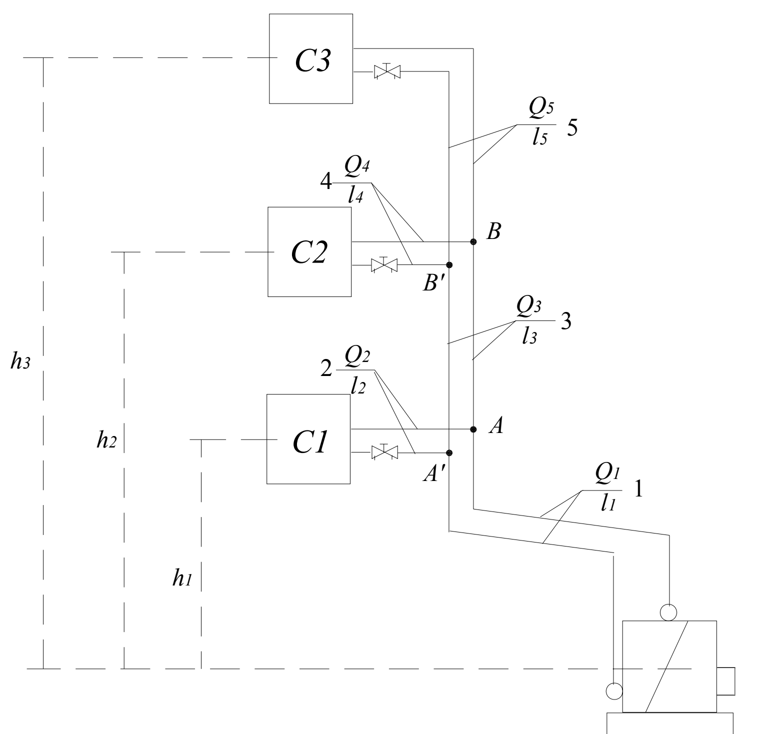


Figura3.3.5 Schema de calcul pentru o rețea bitubulară cu distribuție inferioară şi circulație naturală.

1.2. Se numerotează tronsoanele circuitului consumatorului cel mai dezavantajat (de la cazan spre consumatorul C_1) şi, în continuare, tronsoanele circuitele celorlalți consumatori indicându-se de asemenea debitele de căldură nominale şi lungimile tronsoanelor (figura 3.3.5);

Debitele de căldură nominale pe tronsoane sunt:

$$Q_1 = Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3}$$
$$Q_2 = Q_{C1}$$
$$Q_3 = Q_{C2} + Q_{C3}$$
$$Q_4 = Q_{C2}$$
$$Q_5 = Q_{C3}$$

1.3. Se consideră ipoteza în care temperaturile agentului termic pe tronsoanele conductelor de ducere şi de întoarcere sunt constante (egale cu θ_{ducere}, respectiv $\theta_{intoarcere}$) , adică se consideră neglijabile pierderile de căldură ale conductelor.

În acest caz, **presiunea disponibilă** pentru circuitul de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat C_1 este:

$$\Delta H_{C1} = g h_1 \left(\rho_{70} - \rho_{90}\right) \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.23)$$

În care: -ρ_{70} / ρ_{90} densitatea agentului termic de pe conducta de întoarcere/ducere, corespunzătoare temperaturilor nominale (kg/m^3);

- g accelerația gravitațională (m/s^2);

- h_1 cota la care este amplasat consumatorul cel mai dezavantajat (C_1) față cazan (m).

1.4. **Calculul de predimensionare** a tronsoanelor de conductă de pe circuitul consumatorului cel mai dezavantajat se face în funcție de 2 parametri:

1. Debitele nominale pentru fiecare tronson (Q_j),
2. Valoarea medie a pierderii de sarcină liniare unitare pentru întregul circuit (R_m) :

$$R_m = \frac{(1-a)\Delta H_1}{\sum_{j=1}^{3} l_j} \quad \text{(Pa/m)} \qquad (3.3.24)$$

În care:- a: coeficient prin care se estimează cota parte a pierderilor locale de sarcină din pierderea de sarcină liniară; a=0,25÷0,33 pentru instalațiile de încălzire interioare.

- $\sum_{j=1}^{3} l_j$: lungimea circuitului de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat.

Cu aceşti doi parametri, din tabelul Anexa 1.1, se aleg diametrele tronsoanelor (d_1, d_2, d_3) şi se determină restul parametrilor necesari:

$d_j = f\left(Q_j; R_m\right)$; se citesc valorile pierderilor de sarcină liniare unitare R_j şi valorile vitezelor v_j pentru fiecare tronson.

Se calculează pierderea de sarcină liniară pentru întregul circuit al consumatorului C_1:

$$\sum(Rl)_{C1} = R_1 l_1 + R_2 l_2 + R_3 l_3 \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.25)$$

De asemenea, pentru fiecare tronson din circuitul consumatorului C_1 se stabilesc coeficienții de rezistență hidraulică locala $\sum \xi_j$ (tabelul Anexa 2.1) pentru configurația dată şi în funcție de aceştia şi de viteza v_j, se determină din tabelul

Anexa 2.2, prin interpolare, pierderea locală totală de sarcină (Z_j) pe tronsoanele 1,2,3.

Se determină astfel, într-o primă iterație, pierderile de sarcină totale pe fiecare tronson şi pe întregul circuit de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat:

$$\sum(Rl+Z)_{C-C1} = \sum_{j=1}^{3}(Rl+Z)_j + \Delta h_{C_1} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.26)$$

1.5. **Calculul de verificare**: verificarea condiției de echilibru hidraulic:

$$\sum_{j=1}^{3}(Rl+Z)_j + \Delta h_{C_1} \le \Delta H_{C1} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.27)$$

► **DACĂ** relația este îndeplinită (cu eroare de până la 4%), predimensionarea este considerată corectă.

▲ **DACĂ** relația nu este îndeplinită, se reia calculul de dimensionare a circuitului consumatorului cel mai dezavantajat (C_1) modificând corespunzător diametrele sau introducând pierderi de sarcină locale suplimentare prin robinetele de echilibrare.

2 **Dimensionarea racordurilor în paralel**: Calculul de dimensionare a circuitelor în paralel cu circuitul consumatorului cel mai dezavantajat.

2.1: Calculul de dimensionare a circuitului consumatorului C_2 (tronsoanele 4 şi5)

- Se determină diferența de presiune pentru consumatorul C_2:

$$\Delta H_{C2} = \Delta\rho g h_2 \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.28)$$

În care: - $\Delta\rho$ diferența de densitate a apei corespunzătoare temperaturilor nominale a agentului termic;

- g accelerația gravitațională;
- h_2 cota de amplasare a consumatorului C_2 față de planul de referință.

Având în vedere că tronsoanele 1 şi 3 sunt comune cu circuitul consumatorului cel mai dezavantajat, diferența de presiune disponibilă efectivă pentru consumatorul C_2 va fi:

$$\Delta H^*_{C2} = \Delta\rho g h_2 - \left[\sum(Rl+Z)_{1+3} + \Delta h_{C1}\right] \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.29)$$

- $\sum(Rl+Z)_{1+3}$ pierderile de sarcină pe tronsoanele comune, 1 şi 3, calculate pe traseul consumatorului cel mai dezavantajat C_1.

- Se determină pierderea de sarcină unitară medie necesară compensării pierderii de sarcină liniare pe întregul circuit al consumatorului C_2:

$$R_m^{C_2} = \frac{(1-a)\Delta\rho g h_2}{\sum l_{C_2}} \qquad \text{(Pa/m)}$$

în care: $\sum l_{C_2} = l_1 + l_4 + l_5 + l_3$.

- Pierderea de sarcină unitară medie pe traseul care nu este comun cu cel al consumatorului cel mai dezavantajat este:

$$R_m^{*C2} = \frac{R_m^{C_2}\sum l_{C_2} - \sum(Rl+Z)_{1+3}}{\sum_{j=4}^{5} l_j} \qquad \text{(Pa/m)} \qquad (3.3.30)$$

Deoarece se cunoaşte presiunea disponibilă pentru consumatorul C_2 (ΔH_{C2}^{*}), calculul de dimensionare a tronsoanelor de conductă presupune parcurgerea a 2 etape:

2.1.1 Calcul preliminar (de predimensionare):

- Se determină, din tabelul Anexa 1.1, diametrele preliminare pentru tronsoanele de conductă neaparţinând circuitului consumatorului cel mai dezavantajat (d_4, d_5) şi se citesc valorile pierderilor de sarcină liniare unitare R_j şi valorile vitezelor v_j pentru fiecare tronson:

$$d_4 = f\left(R_m^{*C2}, Q_4\right)$$
$$d_5 = f\left(R_m^{*C2}, Q_5\right)$$

- De asemenea, pentru fiecare tronson din circuitul consumatorului C_2 se stabilesc coeficienţii de rezistenţă hidraulică locală $\sum \xi_j$ (tabelul Anexa 2.1) pentru configuraţia dată. În în funcţie de aceştia şi de viteza v_j, se determină din tabelul Anexa 2.2 pierderea locală totală de sarcină (Z_j) pe tronsoanele 4 şi 5.

- Se calculează pierderea de sarcină totală:

Pe circuitul consumatorului C_2:

$$\sum(Rl+Z)_{4+5} + \Delta h_{C2} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.31)$$

Sau, pentru întregul traseu al consumatorului C_2:

$$\sum(Rl+Z)_{1+3} + \sum(Rl+Z)_{4+5} + \Delta h_{C2} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.32)$$

1. Calculul de verificare:

Se verifică dacă se respectă condiția de echilibru hidraulic:

$$\sum(Rl+Z)_{4+5}+\Delta h_{C2}\le\Delta H_d^{*C_2} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.33)$$

Sau, pentru întregul traseu al consumatorului C_2, condiția de echilibru hidraulic este:

$$\sum(Rl+Z)_{1+3}+\sum(Rl+Z)_{4+5}+\Delta h_{C2}\le H_d^{C_1} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.34)$$

DACĂ relația de conformitate este îndeplinită (cu eroare de până la 4%), diametrele tronsoanelor de conductă (d_4, d_5) au fost corect stabilite prin calculul de predimensionare.

DACĂ relația de conformitate nu este îndeplinită, se reia calculul de dimensionare a tronsoanelor de conductă (d_4, d_5) de pe traseul consumatorului C_2 modificând corespunzător diametrele.

3.3.4 Dimensionarea hidraulică a rețelelor de distribuție cu circulație prin pompare: cazul rețelelor arborescente orizontale.

Considerații preliminare:

Dimensionarea hidraulică a unei rețele de distribuție a agentului termic, respectiv a unei porțiuni dintr-o rețea de distribuție, presupune stabilirea unor elemente principale:

- Tipul sistemului hidraulic respectiv (sistem hidraulic închis sau deschis); în sistemele de încălzire cu apă caldă întâlnim, în general, sisteme hidraulice închise (în care apa transportă, prin recirculare, căldura sensibilă de la sursa primară la consumatori).
- Tipul de efect motor care realizează circulația agentului termic prin conducte Energia necesară circulației fluidului (energia ’motoare’) este introdusă în sistem prin pompe de circulație (energie mecanică introdusă punctual în sistem), prin efect termic (energia dezvoltată în punctele de răcire, respectiv de încălzire din sistem- efectul de ’termosifon’) sau de o combinație între cele două (în cazul sistemelor cu circulație prin pompare dezvoltate pe verticală).

- Cunoaşterea sau necunoaşterea valorii efectului motor pentru circulația fluidului.
  - Dacă sistemul hidraulic este un sistem închis, atunci avem egalitate între energia motoare (introdusă sau dezvoltată în sistem) pe fiecare tronson şi pierderile de sarcină corespunzătoare; practic toată energia motoare pentru circulația fluidului este transformată în căldură (pierderi de sarcină).
  - Energia motoare poate fi introdusă în sistem ca energie mecanică (energie de pompare), punctual introdusă prin pompe; de asemenea, energia motoare poate fi introdusă ca energie termică (prin efectul de termosifon, generat de modificările de greutate ale apei din sistem în urma variațiilor de temperatură şi deci de densitate; acest efect motor se manifestă în punctele de încălzire a apei- de exemplu în cazan, respectiv în punctele de răcire a apei- în aparatele terminale şi în conducte). Pentru un circuit oarecare „j" avem:

$$\sum \Delta H_{mot\,j} = \left(Rl + Z\right)_j \qquad \text{(mca)} \qquad (3.3.35)$$

■ **Cazul în care circulația fluidului se realizează doar pe baza efectului de pompare (rețele de distribuție orizontale sau rețele cu fluid izotertm)**

-Când se cunoaşte diferența disponibilă de presiune la „bornele" circuitului (de exemplu când se cunoaşte valoarea diferenței disponibile de presiune în punctul de racord din caracteristicile calculate sau măsurate ale rețelei la care se racordează circuitul), atunci calculul de dimensionare urmăreşte alegerea acelor diametre de conducte, respectiv a acelor organe de echilibrare hidraulică, care să conducă la o valoare totală a pierderilor de sarcină identică (ideal) cu diferența disponibilă de presiune la bornele circuitului. În calculele tehnice, condiția impusă este ca pierderea de sarcină calculată pentru debitele nominale să fie mai mică (cu maxim 4%) sau egală față de diferența de presiune la „borne".

-Când nu se cunoaşte diferența disponibilă de presiune la „bornele" circuitului (de exemplu când se proiectează o instalație nouă, care va fi racordată la o rețea pentru care nu se cunosc caracteristicile hidraulice –adică nu se cunoaşte diferența disponibilă de presiune în punctul de racord sau pompa de circulație– sau atunci când cunoaştem pompa de circulație dar punctul de funcționare nu este încă

determinat), calculul de dimensionare se face utilizând valori recomandate (pe criterii economice şi funcționale) pentru viteza sau pentru rezistența liniară unitară pe tronsoane. Dimensionarea tronsoanelor se face deci în funcție de debitul pe tronson şi de valoarea recomandată pentru viteza fluidului sau pentru rezistența liniară unitară. În acest caz dimensionarea circuitului nu mai este urmată de etapa de verificare, însă trebuie să luăm precauția de a calcula şi indica pe proiect valoarea minimă necesară a diferenței de presiune din punctul de racordare, care să asigure debitele nominale de agent termic necesare la consumatori.

—*Dimensionarea unei rețele de distribuție arborescente orizontale, în cazul necunoaşterii diferenței disponibile de presiune*

Se consideră schema unei rețele orizontale de distribuție a agentului termic (figura 3.3.6). Rețeaua din figură este racordată în punctele R-R' la o rețea generală de distribuție a agentului termic. Nu se cunoaşte diferența de presiune din punctul de racord R-R'.

Se cunosc:

- Configurația şi caracteristicile geometrice (l_j) ale rețelei;
- Caracteristicile consumatorilor: sarcina termică instalată (Q_{Cj}) şi pierderea de sarcină la debit nominal (Δh_{Cj});
- Temperaturile nominale de calcul ale agentului termic ($\theta_{ducere}/\theta_{intoarcere}$).

Se cere:

- Determinarea diametrelor tronsoanelor rețelei de distribuție (d_j).
- Determinarea organelor de echilibrare necesare (poziție, tip, gradul de închidere);
- Determinarea diferenței de presiune minime necesare în punctul de racordare RR' $\left(\Delta H_{RR'}^{nec}\right)$.

Algoritm de calcul

Calculul de dimensionare a rețelei de distribuție pentru debitele nominale de agent termic:

1 Dimensionarea circuitului de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat:

1.1 Se stabileşte circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (circuitul de alimentare al consumatorului cel mai încărcat din punct de vedere termic şi/sau cel mai îndepărtat de punctul de racord): circuitul R-B-A-C1-A'-B'-R'.

1.2 Se numerotează tronsoanele circuitului consumatorului cel mai dezavantajat (de la consumator spre punctul de racord), indicându-se de asemenea debitele de căldură nominale şi lungimile tronsoanelor;

Debitele de căldură nominale pe tronsoane sunt:

$$Q_1 = Q_{C1}$$
$$Q_2 = Q_1 + Q_{C2}$$
$$Q_3 = Q_2 + Q_{C3}$$

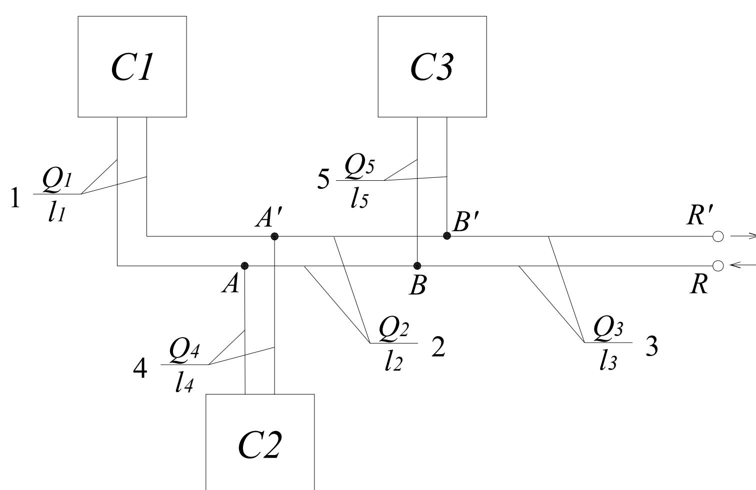


Figura 3.3.6 Schemă de calcul pentru o rețea bitubulară arborescentă orizontală cu circulație prin pompare.

1.3. În absența valorii disponibile a diferenței de presiune în punctul de racordare RR', alegerea (stabilirea) diametrelor (d_1, d_2, d_3) pentru tronsoanele circuitului consumatorului cel mai dezavantajat se face în funcție de 2 parametri:

1. Debitul nominal pentru fiecare tronson (Q_j),
2. Un parametru determinat din considerente economice şi tehnice:
   - viteza optimă economic v_{ec} (tabelul 3.3.1) sau
   - rezistența liniară optimă economică $R_{ec.}$ (valori între $100 \div 200$ Pa/m).

Cu aceşti doi parametri, din tabelul Anexa 1.1, se aleg diametrele tronsoanelor şi se determină toți ceilalți parametri necesari:

$d_j = f(Q_j;v_{ec})$ sau $d_j = f(Q_j;R_{ec})$; se citesc valorile pierderilor de sarcină liniare unitare R_j şi valorile vitezelor v_j pentru fiecare tronson.

Tabelul 3.3.1 Viteza optimă a apei în conducte (conform I13/2002)

Viteza optima a apei in conducte		
	Viteza apei (m/s)	
Diametrul nominal al conductei	Conducte amplasate in interior	Conducte amplasate in exterior
3/8" ÷ 1/2"	0,2 ÷ 0,4	-
3/4"	0,3 ÷ 0,45	-
1"	0,3 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,7
1 1/4" ÷ 1 1/2"	0,5 ÷ 0,7	0,5 ÷ 0,8
2"	0,5 ÷ 0,8	0,55 ÷ 1,0
63 ÷ 76 mm	0,5 ÷ 0,9	0,6 ÷ 1,1
83 ÷ 95 mm	0,65 ÷ 1,1	0,7 ÷ 1,15
102 ÷ 127 mm	0,7 ÷ 1,15	0,9 ÷ 1,35
133 ÷ 152 mm	0,9 ÷ 1,35	1,2 ÷ 1,7
168 ÷ 219 mm	1,2 ÷ 1,7	1,4 ÷ 2,0
247 ÷ 324 mm	1,5 ÷ 2,0	1,7 ÷ 2,4
377 ÷ 521 mm	-	2,1 ÷ 2,8
peste 521 mm	-	2,4 ÷ 3,0

Se stabileşte astfel valoarea pierderii de sarcină liniare (distribuite) pe tronsonul respectiv:

$$\Delta p_{d,j} = R_j * l_j \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.38)$$

De asemenea, pentru fiecare tronson se stabileşte suma coeficienților de rezistență hidraulică locală $\sum \xi_j$ pentru configurația dată şi în funcție de aceasta şi de viteza v_j se determină din tabelul 4 pierderea locală totală de sarcină pe tronsonul respectiv :

$$\Delta p_{l,j} = \sum \xi_j * v^2/2\rho = Z_j \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.39)$$

Se determină pierderile de sarcină totale pe fiecare tronson ($\Delta p_{totj} = (Rl+Z)_j$) şi pe întreg circuitul de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat:

$$\Delta p_{tot-ccmd} = \sum_{j=1}^{3} (Rl + Z)_j + \Delta h_{C_1} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.40)$$

2 Calculul de dimensionare a circuitelor în paralel cu circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (stabilirea diametrelor şi a organelor de echilibrare hidraulică): Pentru tronsoanele în paralel cu circuitul dimensionat, se pleacă de la principiul autoechilibrării hidraulice a debitelor de agent termic pentru tronsoane în paralel: astfel, pentru două tronsoane racordate în paralel, pierderile de sarcină pe oricare dintre aceste circuite vor fi întotdeauna egale, şi egale cu diferența de presiune motoare aplicată la „bornele" circuitului (între punctele A-A')- figura 3.3.6. Debitele de fluid care vor trece prin fiecare circuit (ramură) vor depinde însă şi de rezistența hidraulică a acestor ramuri.

Calculul de echilibrare a circuitelor în paralel se va face deci impunând, pentru debitele nominale de fluid, egalitatea pierderilor de sarcină între cele două circuite în paralel.

În cazul în care, din calcule, rezultă o diferență între pierderile de sarcină calculate pentru cele două circuite, în funcționare sistemul se va autoechilibra (pierderi de sarcină identice pe cele doua circuite), însă debitele de agent termic care vor parcurge cele două ramuri vor avea valori diferite față de debitele nominale.

Circuitul de alimentare a consumatorului C_2 (circuitul A-C_2-A') este racordat în paralel cu circuitul A-C_1-A'. Putem scrie că :

$$\sum(Rl+Z)_1+\Delta h_{C_1}=\sum(Rl+Z)_4+\Delta h_{C_2} \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.41)$$

Din această ecuație se poate determina valoarea $(Rl+Z)_4$ şi, deci, dimensionarea se va face cunoscând valoarea la care trebuie să ajungă pierderea de sarcină pe tronsonul de conductă care alimentează consumatorul C_2: numim această valoare *diferență de presiune de calcul* (sau, impropriu, diferență disponibilă de presiune) pentru dimensionarea tronsonului 4:

$$\Delta H_4^{calcul}=\sum(Rl+Z)_1+\left(\Delta h_{C_1}-\Delta h_{C_2}\right) \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.42)$$

Calculul va avea două etape:

- etapa de predimensionare a tronsonului 4
- etapa de verificare a îndeplinirii condiției (3.3.42).

Dimensionarea circuitului de alimentare a consumatorului C_2 (tronsonul 4).

- Calculul preliminar (de predimensionare) a tronsonului 4:

Pentru stabilirea diametrului necesar pe tronsonul 4 care alimentează consumatorul C_2 se calculează:

- valoarea medie a pierderii de sarcină liniare unitare:

$$R_m^4 = \frac{(1-a)\Delta H_4^{calcul}}{l_4} \qquad \text{(Pa/m)}$$

În care:

- a: coeficient prin care se estimează cota parte a pierderilor locale de sarcină din pierderea de sarcină liniară; a=0,25÷0,33 pentru instalațiile de încălzire interioare.
- l_4: lungimea racordului la consumatorul C_2 (tur si retur)

- Din tabelul Anexa 1.1 se determină diametrul preliminar al racordului 4 (d_4), pierderea de sarcină liniară unitară R_4 şi viteza v_4.

$$d_4 = f\left(Q_4; R_m^4\right)$$

- Se stabilesc coeficienții de rezistență hidraulică locală pentru tronsonul 4: $\sum \xi_4$ şi, în funcție de $\sum \xi_4$ şi v_4, se determină, din tabelul Anexa 2.2, valorile pentru pierderea locală de sarcină Z_4.

- Se calculează pierderea totală de sarcină pe tronsonul 4: $\sum (Rl+Z)_4$.

- Calculul de verificare a predimensionării tronsonului 4:

  - Se verifică dacă predimensionarea tronsonului 4 care alimentează consumatorul C_2 a fost făcută corect, ceea ce presupune îndeplinirea condiției:

$$\Delta H_4^{calcul} \geq \sum (Rl+Z)_4 \qquad \text{(Pa)}$$

►**DACĂ** relația (2) este îndeplinită (cu eroare de până la 4%), predimensionarea este considerată corectă.

▲**DACĂ** relația (2) nu este îndeplinită, se reia calculul de dimensionare a racordului (d_4) modificând corespunzător diametrul sau introducând pierderi de sarcină locale suplimentare prin robinete de echilibrare.

3 Determinarea valorii minime a diferenței de presiune necesară în punctul de racord pentru obținerea debitelor nominale de agent termic:

Valoarea minimă a diferenței de presiune necesară în punctul de racord RR' va fi:

$$\Delta H_{RR'} = \sum (Rl + Z)_{1+2+3} + \Delta h_{C_1} \qquad \text{(Pa)}$$

În cazul în care instalația va fi racordată la o diferență de presiune mai mare decât valoarea minimă calculată, debitele se vor mări în toate tronsoanele rețelei (în aceeaşi proporție). Dacă diferența este prea mare, se vor amplasa organe de echilibrare hidraulică (cu reglaj fix sau automat), pe racordul general.

3.3.3.5.Dimensionarea hidraulică a rețelelor de distribuție cu circulație prin pompare: cazul rețelelor arborescente verticale (coloane).

În cazul rețelelor de distribuție dezvoltate pe verticală, atunci când fluidul este neizoterm, peste efectul motor realizat de pompă se suprapune efectul de termosifon. Acest efect ia naştere în punctele din sistem în care fluidul îşi schimbă densitatea (puncte de încălzire şi puncte de răcire). Valoarea acestui efect este variabilă datorită oscilațiilor diferențelor de densitate ale apei în cazul reglării centralizate (cu temperaturi de ducere şi de întoarcere variabile), ceea ce duce la un efect „parazit" pentru circulația apei în conducte.

Din această cauză, în tehnica instalațiilor cu circulație prin pompare s-a impus soluția micşorării efectului relativ al termosifonului în raport cu efectul motor total, în scopul limitării variațiilor de debit induse de variabilitatea termosifonului. Soluția constă în alegerea unor pompe de circulație care să introducă un efect motor mai mare, şi astfel să se diminueze variațiile produse de termosifon asupra efectului motor total. S-au stabilit astfel relații care determină valoarea minimă a diferenței de presiune (provenită din efect de pompare) la baza unui circuit dezvoltat pe verticală, astfel încât efectul variabil de termosifon să nu mai producă perturbații nepermise de debit. O astfel de relație este:

$$\Delta H_d = (1,5 \div 2) H_g^n \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.36)$$

$$\Delta H_d = (1,5 \div 2) \Delta\rho g h \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.37)$$

În care: - $\Delta\rho$ diferența de densitate dintre agentul termic de pe retur şi agentul termic de pe tur – în condiții nominale (kg/m^3);

- g accelerația gravitațională (m/s^2);

- h înălțimea la care este amplasat consumatorul cel mai dezavantajat față de planul de referință (m).

Această relație poate fi utilizată atât pentru dimensionarea rețelelor verticale atunci când nu se cunoaşte diferența disponibilă la baza acestora, cât şi pentru verificarea dimensionării rețelelor verticale (în cazul în care dimensionarea s-a făcut în ipoteza cunoaşterii diferenței disponibile de presiune la „bornele" circuitului).

Algoritm de calcul

Se consideră schema unei rețele verticale de distribuție a agentului termic (figura 3.3.7). Rețeaua este racordată în punctele R-R' la o rețea orizontală de distribuție a agentului termic. Nu se cunoaşte diferența de presiune din punctul de racord R-R'.

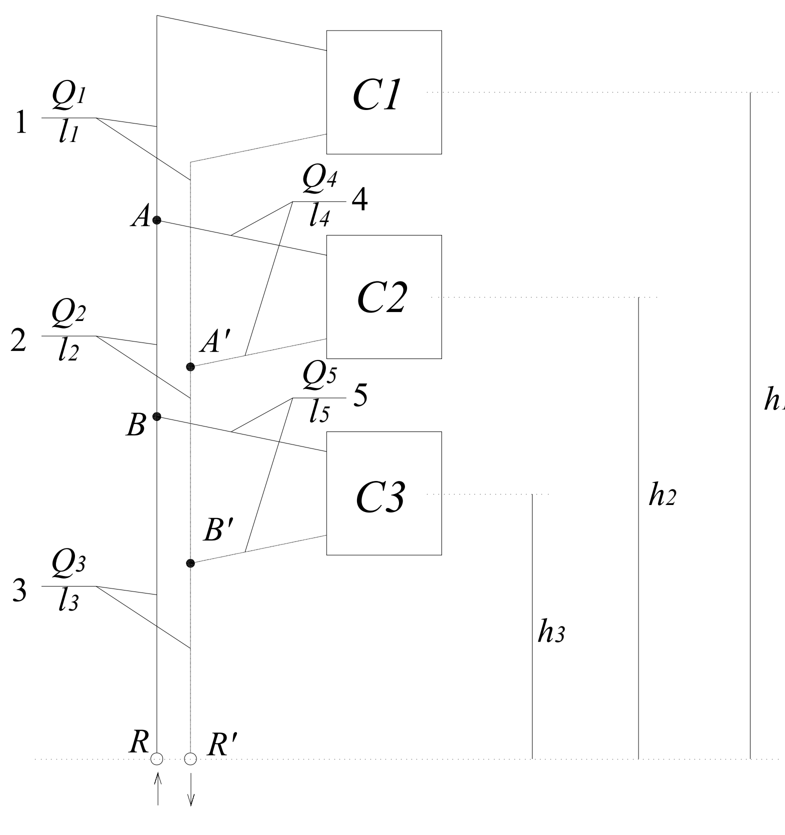


Figura 3.3.7 Schemă de calcul pentru o rețea bitubulară arborescentă verticală cu circulație prin pompare.

Se cunosc:

- Configurația şi caracteristicile geometrice (l_j,h_j) ale rețelei;
- Caracteristicile consumatorilor (sarcinile termice instalate la fiecare consumator Q_{Cj} şi pierderile de sarcină la debit nominal Δh_{Cj});
- Temperaturile nominale de calcul ale agentului termic (θ_{ducere}/$\theta_{intoarcere}$).

Se cere:

- Determinarea diametrelor tronsoanelor rețelei de distribuție (d_j),
- Determinarea organelor de reglare (poziția, tipul şi gradul de închidere a robinetelor de echilibrare hidraulică);
- Determinarea diferenței de presiune minimă necesară în punctul de racordare RR' $\left(\Delta H_{RR'}^{nec}\right)$.

Algoritm de calcul

Calculul de dimensionare a rețelei de distribuție pentru debitele nominale de agent termic:

1 Dimensionarea circuitului consumatorului cel mai dezavantajat

1.1 Se stabileşte circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (circuitul de alimentare al consumatorului cel mai încărcat din punct de vedere termic şi/sau cel mai îndepărtat de punctul de racord): circuitul R-B-A-C1-A'-B'-R'.

1.2 Se numerotează tronsoanele circuitului consumatorului cel mai dezavantajat (de la consumator spre punctul de racord) indicându-se de asemenea debitele de căldură nominale, lungimile tronsoanelor şi înălțimea de amplasare a consumatorilor;

Debitele de căldură nominale pe tronsoane sunt:

$$Q_1 = Q_{C1}$$
$$Q_2 = Q_{C_1} + Q_{C2}$$
$$Q_3 = Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3}$$

1.3 Deoarece nu se cunoaşte diferența de presiune la baza coloanei, se pleacă de la valoarea recomandată (conform Normativului I13/2002) pentru aceasta (relația 3.3.36).

Se stabileşte/presupune o diferență de presiune minimă şi maximă la baza coloanei:

$$\Delta H_d^{\min} = 1,5 \Delta \rho g h_1$$
$$\Delta H_d^{\max} = 2 \Delta \rho g h_1$$

1.4. Alegerea (stabilirea) diametrelor (d_1, d_2, d_3) pentru tronsoanele de conductă de pe circuitul consumatorului cel mai dezavantajat se face în funcție de 2 parametri:

1. Debitele nominale pentru fiecare tronson (Q_j),
2. Valoarea minimă/maximă pentru pierderea de sarcină liniară unitară medie (R_m) :

$$R_m^{\min} = \frac{(1-a)\Delta H_d^{\min}}{\sum_{j=1}^{3} l_j}$$

$$R_m^{\max} = \frac{(1-a)\Delta H_d^{\max}}{\sum_{j=1}^{3} l_j}$$

În care:

- a: coeficient prin care se estimează cota parte a pierderilor locale de sarcină din pierderea de sarcină liniară; a=0,25÷0,33 pentru instalațiile de încălzire interioare.
- $\sum_{j=1}^{3} l_j$: lungimea circuitului de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat.

Cu aceşti doi parametri, din tabelul Anexa 1.1, se aleg diametrele tronsoanelor şi se determină toți ceilalți parametri necesari:

$d_j = f\left(Q_j ; R_m^{\min/\max}\right)$; se citesc valorile pierderilor de sarcină liniare unitare R_j şi valorile vitezelor v_j pentru fiecare tronson.

De asemenea, pentru fiecare tronson se stabilesc coeficienții de rezistență hidraulică locală $\sum \xi_j$ pentru configurația dată şi, în funcție de aceştia şi de viteza v_j, se determină pierderea locală totală de sarcină pe tronsonul respectiv :

$$\Delta p_{l,j} = \sum \xi_j * v^2/2\rho = Z_j \quad \text{(Pa)}$$

Se determină pierderile de sarcină totale pe fiecare tronson ($\Delta p_{totj} = (Rl+Z)_j$) şi pe întreg circuitul de alimentare a consumatorului cel mai dezavantajat:

$$\Delta p_{tot\text{-}ccmd} = \sum_{j=1}^{3}\left(Rl+Z\right)_j + \Delta h_{C_1} \qquad \text{(Pa)}$$

2 Calculul de dimensionare a circuitelor în paralel cu circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (stabilirea diametrelor conductelor şi determinarea organelor de echilibrare hidraulică).

Circuitul de alimentare a consumatorului C_2 (circuitul A-C_2-A') este racordat în paralel cu circuitul A-C_1-A'. Putem scrie că :

$$\sum\left(Rl+Z\right)_1 + \Delta h_{C_1} - 0{,}5\left(\rho_{70}-\rho_{90}\right)g\left(h_1-h_2\right) = \sum\left(Rl+Z\right)_4 + \Delta h_{C_2} \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.43)$$

►termenul „$0{,}5\left(\rho_{70}-\rho_{90}\right)g\left(h_1-h_2\right)$” reprezintă valoarea medie a efectului de termosifon generat în conductele de ducere şi întoarcere ale tronsonului 1.

Din ecuația (3.3.43) se poate determina valoarea $\left(Rl+Z\right)_4$ şi deci dimensionarea se va face cunoscând valoarea la care trebuie să ajungă pierderea de sarcină pe tronsonul de conductă care alimentează consumatorul C_2: numim această valoare *diferență de presiune de calcul* pentru dimensionarea tronsonului 4:

$$\Delta H_4^{calcul} = \sum\left(Rl+Z\right)_1 - 0{,}5\Delta\rho g\left(h_1-h_2\right) + \left(\Delta h_{C_1} - \Delta h_{C_2}\right) \qquad \text{(Pa)}$$

Calculul va avea două etape:

2.1 etapa de predimensionare a tronsonului 4

2.2 etapa de verificare a îndeplinirii condiției (3.3.43).

Dimensionarea circuitului de alimentare a consumatorului C_2 (tronsonul 4).

2.1 Calculul preliminar (de predimensionare) a tronsonului 4:

Pentru stabilirea diametrului necesar pe tronsonul 4 care alimentează consumatorul C_2 se calculează:

- valoarea medie a pierderii de sarcină liniare unitare:

$$R_m^4 = \frac{\left(1-a\right)\Delta H_4^{calcul}}{l_4} \qquad \text{(Pa/m)}$$

În care:

- a: coeficient prin care se estimează cota parte a pierderilor locale de sarcină din pierderea de sarcină liniară; a=0,25÷0,33 pentru instalațiile

de încălzire interioare.

- l_4 : lungimea racordurilor la consumatorul C_2 (tur si retur)

- Din tabelul Anexa 1.1 se determină diametrul preliminar al racordului 4 (d_4), pierderea de sarcină liniară unitară R_4 şi viteza v_4.

$$d_4 = f\left(Q_4; R_m^4\right)$$

- Se stabilesc coeficienţii de rezistenţă hidraulică locală pentru tronsonul 4: $\sum \xi_4$ şi, în funcţie de $\sum \xi_4$ şi v_4 se determină valorile pentru pierderea locală de sarcină Z_4.

- Se calculează pierderea totală de sarcină pe tronsonul 4: $\sum (Rl + Z)_4$.

2.2 Calculul de verificare a predimensionării tronsonului 4:

2.2.1 Se verifică dacă predimensionarea tronsonului 4 care alimentează consumatorul C_2 a fost făcută corect, ceea ce presupune îndeplinirea condiţiei:

$$\Delta H_4^{calcul} \geq \sum (Rl + Z)_4 \qquad \text{(Pa)} \qquad (3.3.44)$$

DACĂ relaţia (3.3.44) este îndeplinită, predimensionarea este considerată corectă.

DACĂ relaţia (3.3.44) nu este îndeplinită, se reia calculul de dimensionare a racordului (d_4) modificând corespunzător diametrul sau introducând pierderi de sarcină locale suplimentare prin robinete de echilibrare.

3 **Determinarea valorii minime a diferenţei de presiune necesare** în punctul de racord pentru obţinerea debitelor nominale de agent termic:

Valoarea minimă a diferenţei de presiune necesară în punctul de racord RR' este:

$$\Delta H_{RR'}^{nec} = \sum (Rl + Z)_{1+2+3} + \Delta h_{C_1} \qquad \text{(Pa)}$$

3.3.3.6. Dimensionarea hidraulică a reţelelor de distribuţie cu circulaţie prin pompare: cazul reţelelor inelare orizontale.

Se consideră schema unei reţele orizontale de distribuţie a agentului termic (figura 3.3.8). Reţeaua din figură va fi racordată în punctele R-R' la o reţea generală de distribuţie a agentului termic. Nu se cunoaşte diferenţa de presiune din punctul de racord R-R'.

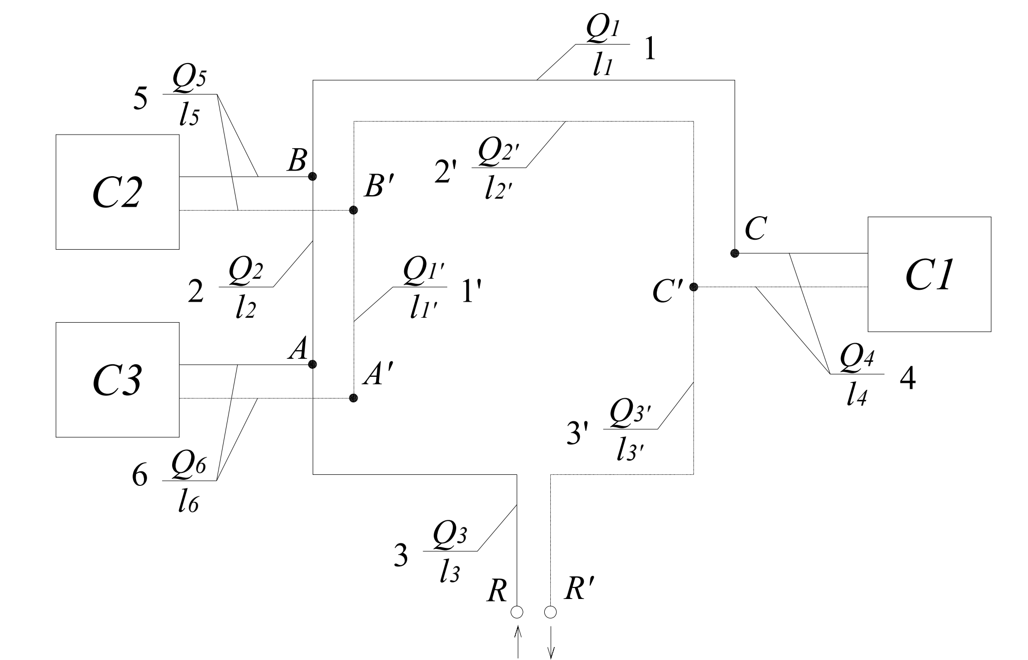


Figura 3.3.8 Schemă de calcul pentru o rețea bitubulară orizontală inelară cu circulație prin pompare.

Se cunosc:

- Configurația şi caracteristicile geometrice $\left(l_j, l_j^{'}\right)$ ale rețelei;
- Caracteristicile consumatorilor (sarcina termică instalată şi pierderile de sarcină la fiecare consumator$\left(Q_{Cj}, \Delta h_{Cj}\right)$);
- Temperaturile nominale ale agentului termic ($\theta_{ducere}/\theta_{intoarcere}$).

Se cer:

- Determinarea diametrelor tronsoanelor rețelei de distribuție,
- Determinarea organelor de echilibrare hidraulică (poziția, tipul şi gradul de închidere a robinetelor de echilibrare hidraulică);
- Determinarea diferenței de presiune minime necesare în punctul de racordare RR' $\left(\Delta H_{RR'}^{nec}\right)$.

►Considerații preliminare

În cazul rețelei de distribuție inelare nu poate fi stabilit de la început un circuit mai dezavantajat. În acest caz, calculul se începe cu dimensionarea rețelei generale de distribuție (circuitul conductei de ducere: R-3-A-2-B-1-C, respectiv circuitul conductei de întoarcere: A'-1'-B'-2'-C'-3'-R').

Dimensionarea se face în funcție de debitele de căldura nominale pe tronsoane şi de vitezele optime economice recomandate (v_{ec}) sau de rezistențele liniare optime ($R_{ec}=100 \div 200$ Pa/m).

În etapa următoare se dimensionează racordurile de legătură dintre consumatori şi rețeaua generală, astfel încât pierderea de sarcină pe circuitul de alimentare a fiecărui consumator să fie aceeaşi (prin dimensionarea racordurilor dintre consumatori şi rețeaua generală se realizează echilibrarea hidraulică între circuitele consumatorilor).

$$\begin{aligned} &\sum(Rl+Z)_3+\sum(Rl+Z)_6+\Delta h_{C3}+\sum(Rl+Z)_{1'\div 3'}= \\ &=\sum(Rl+Z)_{3+2}+\sum(Rl+Z)_5+\Delta h_{C2}+\sum(Rl+Z)_{2'\div 3'}= \\ &=\sum(Rl+Z)_{3+2+1}+\sum(Rl+Z)_4+\Delta h_{C1}+\sum(Rl+Z)_{3'} \end{aligned} \quad (3.3.45)$$

►În cazul rețelei de distribuție inelare sarcinile termice sunt diferite pe conductele de ducere față de cele de pe conductele de întoarcere şi din această cauză dimensionarea rețelei se face separat pe tronsoanele de ducere şi pe cele de întoarcere.

Algoritm de calcul

Calculul de dimensionare a rețelei generale de distribuție pentru debitele nominale de agent termic:

1. Se numeroteaza tronsoanele rețelei generale de distribuție (de la consumator spre punctul de racord) indicându-se de asemenea debitele de căldură nominale şi lungimile tronsoanelor;

Numerotarea se face de la consumatorul cel mai îndepărtat (C_1-tur; C_3-retur) către consumatorul cel mai apropiat de punctul de racord RR' (C_3-tur; C_1-retur) în sensul cumulării sarcinii termice.

Debitele de căldură nominale pe tronsoanele conductelor de ducere, respectiv întoarcere sunt:

$$Q_1=Q_{C1} \qquad Q_{1'}=Q_{C3}$$
$$Q_2=Q_{C1}+Q_{C2} \qquad Q_{2'}=Q_{C3}+Q_{C2}$$
$$Q_3=Q_{C1}+Q_{C2}+Q_{C3} \qquad Q_{3'}=Q_{C3}+Q_{C2}+Q_{C1}$$

1.2. În absența valorii diferenței de presiune disponibile în punctul de racordare RR', alegerea (stabilirea) diametrelor $\left(d_j, d_{j'}\right)$ pentru tronsoanele circuitului rețelei generale de distribuție se face în funcție de 2 parametri:

- Debitul nominal pentru fiecare tronson;
- Un parametru determinat din considerente economice şi tehnice:

  * viteza optimă economică v_{ec} sau

  * rezistența liniară optimă R_{ec} ($100 \div 200$ Pa/m)

Cu aceşti doi parametri, din tabelul Anexa 1.1, se aleg diametrele tronsoanelor şi se determină toți ceilalți parametri necesari pentru conductele de ducere/întoarcere:

$d_j = f(Q_j;v_{ec})$ sau $d_j = f(Q_j;R_{ec})$, $d_{j'} = f(Q_{j'};v'_{ec})$ sau $d_{j'} = f(Q_{j'};R'_{ec})$ şi se citesc valorile pierderilor de sarcină liniare unitare R_j/ $R_{j'}$ şi valorile vitezelor v_j/ $v_{j'}$ pentru fiecare tronson.

De asemenea, pentru fiecare tronson se stabilesc coeficienții de rezistență hidraulică locală $\sum \xi_j$ / $\sum \xi_{j'}$ pentru configurația dată şi în funcție de aceştia şi de viteza v_j/ $v_{j'}$ se determină pierderea locală totală de sarcină pe tronsonul respectiv:

$$\Delta p_{l,j} = \sum \xi_j * v^2/2\rho = Z_j \qquad \text{(Pa)}$$

1.3. Calculul de dimensionare a racordurilor de legătură între consumatori şi rețeaua generală (stabilirea diametrelor şi a organelor de echilibrare hidraulică)

◘ Se începe dimensionarea cu circuitul (racordul) de alimentare a consumatorului cel mai încărcat din punct de vedere termic şi cel mai depărtat de punctul de racordare la rețeaua generală de distribuție a agentului termic.

Se presupune că acest consumator este C_2 racordat la rețeaua generală de distribuție în punctele BB'.

Tronsonul care alimentează consumatorul C_2, tronsonul 5, se dimensionează pe baza a 2 parametri:

- Debitul nominal al tronsonului 5 (Q_5),
- Un parametru determinat din considerente economice şi tehnice:

  -viteza optimă economică v_{ec} sau

  -rezistența liniară optimă $R_{ec.}$ ($100 \div 200$ Pa/m)

Din tabelul Anexa 1.1 se determină $d_5 = f\left(Q_5, v_{ec} / R_{ec}\right)$ şi se citesc valorile pierderii de sarcină liniare unitare R_5 şi ale vitezei v_5.

Se stabilesc coeficienţii de rezistenţă hidraulică locală pentru tronsonul 5: $\sum \xi_5$ şi, în funcţie de $\sum \xi_5$ şi v_5 se determină, din tabelul 4, valorile pentru pierderea locală de sarcină Z_5.

Se calculează pierderea de sarcină pe tronsonul 5: $\sum\left(Rl + Z\right)_5$.

◘ Calculul de verificare

După dimensionarea tronsonului 5 se determină pierderea totală de sarcină pe circuitul de alimentare a consumatorului C_2:

$$\sum\left(Rl+Z\right)_{3+2} + \sum\left(Rl+Z\right)_5 + \Delta h_{C2} + \sum\left(Rl+Z\right)_{2'+3'} \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.46)$$

Valoarea rezultată din relaţia (3.3.46) se va utiliza, în continuare, ca <u>valoare de calcul</u> pentru dimensionarea celorlalte circuite în paralel cu circuitul consumatorului C_2:

$$\Delta H_{calc} = \sum\left(Rl+Z\right)_{3+2} + \sum\left(Rl+Z\right)_5 + \Delta h_{C2} + \sum\left(Rl+Z\right)_{2'+3'} \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.47)$$

Pentru tronsonul 6 (tronson care alimentează consumatorul C_3), din ecuaţia de echilibru (3.3.45), rezultă:

$$\sum\left(Rl+Z\right)_6 = \Delta H_{calc} - \Delta h_{C3} \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.48)$$

1. Determinarea valorii minime a diferenţei de presiune necesară în punctul de racord pentru obţinerea debitelor nominale de agent termic:

   <u>Valoarea minimă a diferenţei de presiune necesară</u> în punctul de racord RR' pentru obţinerea debitelor nominale de agent termic va fi:

$$\Delta H_{RR'}^{nec} = \sum\left(Rl+Z\right)_{R-C2-R'} + \Delta h_{C2} \quad \text{(Pa)} \qquad (3.3.49)$$

3.3.3.7. Repartizarea presiunilor în instalațiile de încălzire cu apă caldă

Studierea repartizării presiunilor în instalațiile de încălzire cu apă caldă are drept scop evitarea punerii în depresiune (față de presiunea atmosferică) a instalației şi în acelaşi timp evitarea apariției fenomenului de cavitație în pompele de circulație.

Punerea în depresiune a instalației, sau a unei porțiuni a acesteia, poate conduce la vaporizarea apei şi (sau) la accesul aerului în instalație (prin neetanşeitățile instalației de dezaerisire automată, a armăturilor, fitingurilor, etc.), fenomen care poate perturba sau chiar opri circulația apei în instalație.

Fenomenul de cavitație (vaporizarea apei în aspirația pompei, respectiv implozia bulelor de vapori formate în palele rotorului) conduce la deteriorarea prematură a pompelor şi la o funcționare defectuoasă a acestora.

Studierea repartiției presiunilor din instalațiile de încălzire se face grafic, pornind de la schema instalației (la scară) şi de la cunoaşterea înălțimii de pompare reale (ΔH_P), a presiunii din vasul de expansiune (H_0) şi a pierderilor de sarcină din instalație (Δp_j).

La întocmirea graficului piezometric se pleacă de la vasul de expansiune unde se cunoaşte fie nivelul minim, fie presiunea minimă (H_0 sau p_0) .

A Cazul montării pompei de circulație pe conducta de întoarcere a instalației şi a vasului de expansiune pe refularea pompei (figura 3.3.9)

Graficul piezometric reprezintă presiunea (nivelul apei) din fiecare punct al instalației: dacă graficul piezometric depăşeşte înălțimea punctului respectiv, instalația este în suprapresiune. În caz contrar, punctul (zona) respectivă este în depresiune şi există pericolul vaporizării apei sau al pătrunderii aerului în instalație.

În graficul din figura 3.3.9. zona cea mai periclitată de punerea în depresiune este coloana cea mai apropiată de pompă (de centrala termică) şi cea mai înaltă, respectiv consumatorul cel mai sus plasat.

Cazul cel mai defavorabil este cel în care corpul de încălzire cel mai sus plasat este închis (prin închiderea robinetului corpului de încălzire); presiunea care se stabileşte în corp devine presiunea din 6', mai mică decât presiunea din 7'. De asemenea, presiunea din aspirația pompei H_A trebuie să fie mai mare decât presiunea limită de apariție a cavitației pentru pompa respectivă ($H_A \geq H_{vap}$).

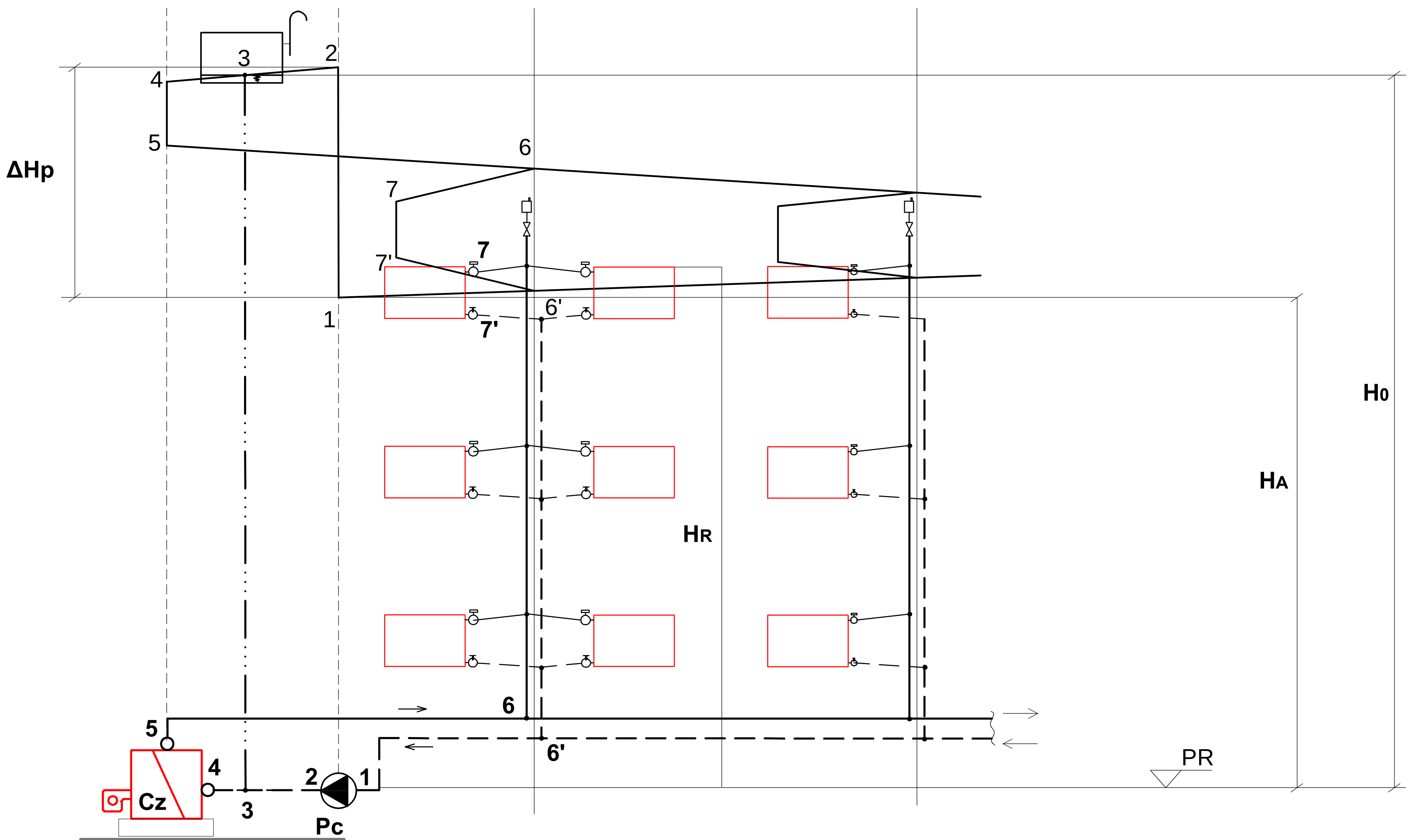


Figura 3.3.9. Repartitia presiunilor in instalatiile de incalzire cu circulatie fortata: cazul montarii pompei de circulatie pe conducta de intoarcere si a vasului de expansiune pe refularea pompei.

$$H_{6'} = H_0 + \Delta p_{2-3} - H_p + \Delta p_{6'-1} \text{ (mca)} \qquad (3.3.50)$$

Considerând că: $\Delta p_{2-3} \approx 0$ şi $\Delta p_{6'-1} \approx 0$, condiția de evitare a punerii în depresiune este:

$$\begin{matrix} H_R \langle H_{6'} \\ H_0 - \Delta H_P \rangle H_R \end{matrix} \quad \text{(mca)} \qquad (3.3.51)$$

Presiunea minimă pentru evitarea punerii în depresiune a instalației este:

$$H_0 \rangle \Delta H_P + H_R \quad \text{(mca)} \qquad (3.3.52)$$

Înălțimea de pompare maximă pentru evitarea apariției cavitației este:

$$\Delta H_P^{\max} \langle H_0 - H_R \quad \text{(mca)} \qquad (3.3.53)$$

B Cazul montării pompei de circulație pe conducta de ducere şi a vasului de expansiune pe conducta de întoarcere (figura 3.3.10)

În acest caz, graficul piezometric rămâne sub cota H_0 doar între vasul de expansiune şi pompă, pericolul de intersecție a graficului piezometric cu instalația fiind mult mai redus.

Totuşi, şi în acest caz, H_A trebuie verificată condiția ca presiunea în aspirația pompei să nu fie mai mică decât H_{lim}.

$$H_0 \rangle H_R$$

În cazul acestei modalități de racordare, pompa vehiculează agent termic mai cald, ceea ce poate conduce la o uzură mai rapidă a acesteia.

C Cazul montării pompei de circulație pe conducta de întoarcere şi a vasului de expansiune pe aspirația pompei (figura 3.3.11)

În cazul utilizării vasului de expansiune închis, se poate beneficia de avantajul montării pompei pe retur şi de un grafic piezometric mai ridicat (în funcție de valoarea lui p_0) prin montarea vasului de expansiune închis pe aspirația pompei.

Amplasarea vasului de expansiune închis, a pompelor de circulație se face în funcție de: schema de funcționare, de asigurarea presiunii limită pentru evitarea fenomenului de cavitație, de condițiile de funcționare.

Alte metode de evitare a fenomenului de punere în depresiune a instalației şi a cavitației sunt:

- alegerea unei pompe cu alt NPSH,
- micşorarea pierderilor de sarcină în instalație (H_P mai mic),
- creşterea nivelului din vasul de expansiune (H_0),
- diminuarea temperaturii fluidului,
- montarea pompei pe retur antrenează o temperatură medie, în funcționare, mai mică,
- montarea pompei pe tur antrenează mărirea regimului de presiune din instalație.

În cazul circuitelor de pompare racordate în separator hidraulic, se va monta, de preferință, astfel:

- vasul de expansiune închis se va racorda pe separatorul hidraulic,
- pompele cazanelor se vor monta pe retur,
- pompele de distribuție se vor monta pe conducta de ducere.

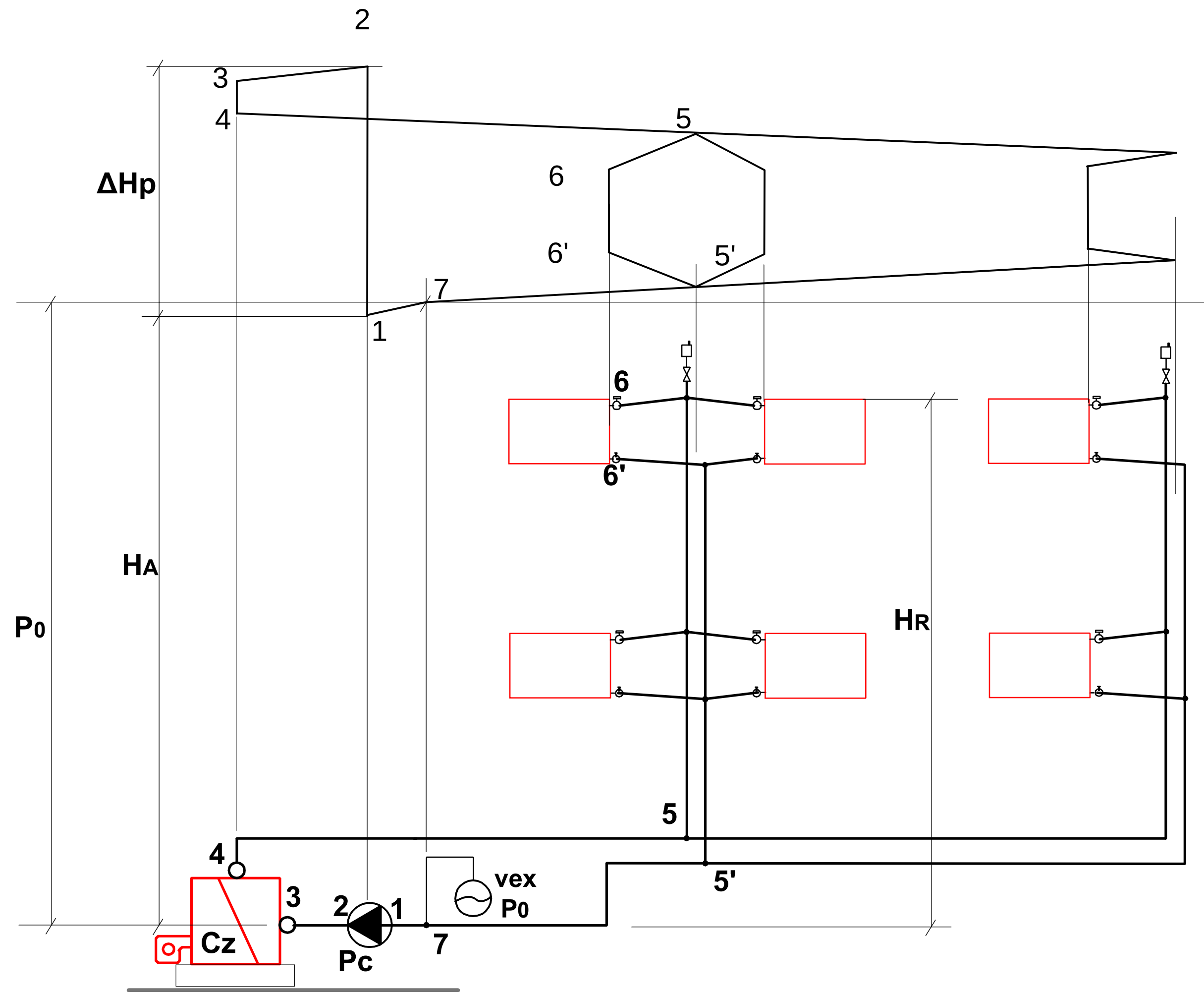


Figura 3.3.10. Repartitia presiunilor in instalatiile de incalzire cu circulatie fortata: cazul montarii pompei de circulatie pe conducta de intoarcere si a vasului de expansiune pe aspiratia pompei.

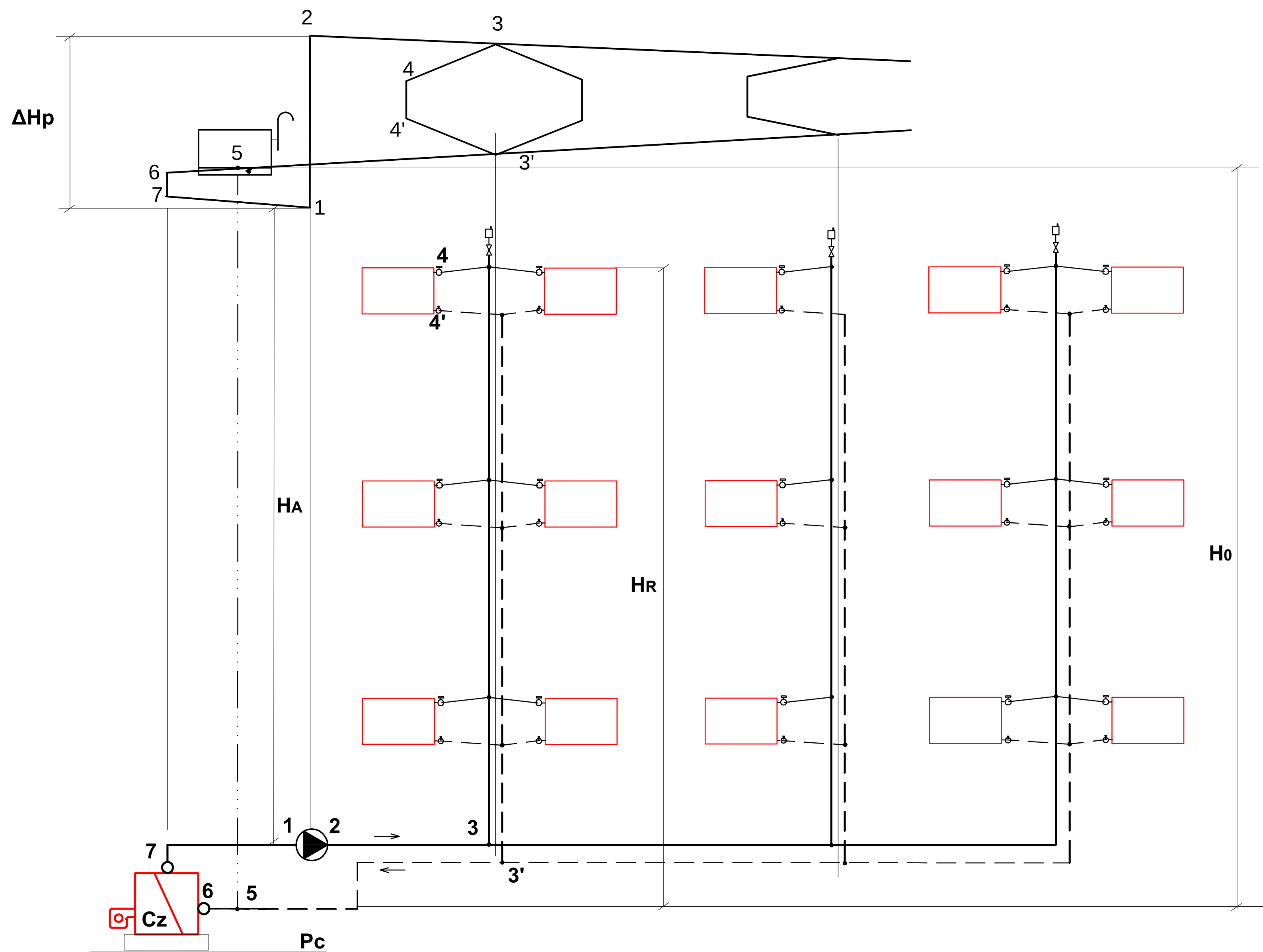


Figura 3.3.11 Repartitia presiunilor in instalatiile de incalzire cu circulatie fortata: cazul montarii pompei de circulatie pe conducta de ducere si a vasului de expansiune pe conducta de intoarcere.

3.3.4 Reglarea automată a sistemelor de încălzire

3.3.4.1 Elemente generale: rol, principii, funcții, metode de reglare automată.

Rolul reglării automate este menținerea automată (fără intervenția omului) la o *valoare prescrisă* (fixă sau variabilă după program) a unei mărimi fizice (*mărime reglată*), indiferent de variația elementelor perturbatoare (*perturbații*).

În cele mai multe cazuri, sistemele de reglare automată (SRA) realizează ■*măsurarea* valorii mărimii reglate, ■*compararea* acesteia cu valoarea prescrisă și ■*acțiunea* asupra unei mărimi reglante (prin intermediul unui organ de reglare) pentru a elimina diferența constatată (fig. 3.4.1).

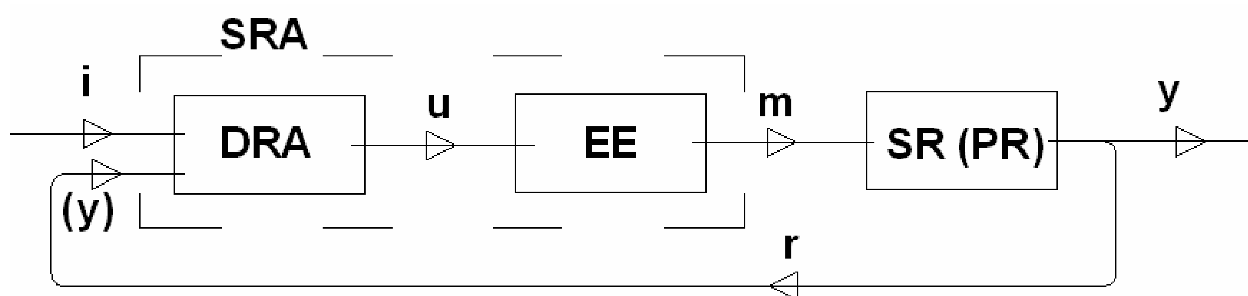


Figura 3.4.1. Reglarea automată a unui sistem: schema de principiu. SRA: sistem de reglare automată; DRA: dispozitiv de reglare automată; EE: element de execuție; SR (PR): sistem reglat (proces reglat); i: mărime de intrare (mărime prescrisă); u: mărime de comandă; m: mărime de execuție (mărime reglantă); y: mărime de ieșire (mărime reglată); r: cale de reacție (măsurare).

Rolul de reglare al unui SRA asupra unui sistem de încălzire (SÎ) nu poate fi îndeplinit decât în condițiile în care SRA este *adecvat* caracteristicilor SÎ, dacă SÎ este *corect dimensionat și realizat* (de exemplu echilibrat hidraulic) și dacă *funcționează în limitele prescrise*.

Principalele funcții ale SRA utilizate pentru SÎ sunt: **reglarea** (*menținerea automată a mărimii reglate la o valoare prestabilită*); **programarea** (*modificarea automată în funcție de timp a valorii prescrise după un program prestabilit*); **optimizarea** (*stabilirea automată a comenzilor ce permit optimizarea unei mărimi- de exemplu consumul energetic, costul energiei consumate, etc.*); **protecția** (*blocarea sau oprirea automată a instalației sau a unei părți a acesteia, în caz de pericol*); **semnalizarea** (*avertizarea automată la depășirea limitelor impuse*).

Metodele de reglare automată utilizate în SÎ sunt:

►**Reglarea în circuit închis** (*sisteme cu reacție inversă sau 'feed back loop'*):

SRA măsoară variabila controlată, o compară cu valoarea prescrisă şi comandă acțiunea de corecție asupra mărimii reglante în funcție de diferența constatată. Sistemele în circuit închis sunt precise (deoarece țin cont de influența perturbațiilor) dar lente (reacționează doar după ce perturbația şi-a făcut efectul asupra mărimii reglate), putând conduce la o funcționare instabilă. Exemple de sisteme de reglare automată în circuit închis:

—Funcționarea unei microcentrale de apartament cu termostat de ambianță: reglarea temperaturii aerului interior (dintr-o încăpere considerată reprezentativă pentru restul încăperilor) se face prin acțiunea termostatului de ambianță asupra

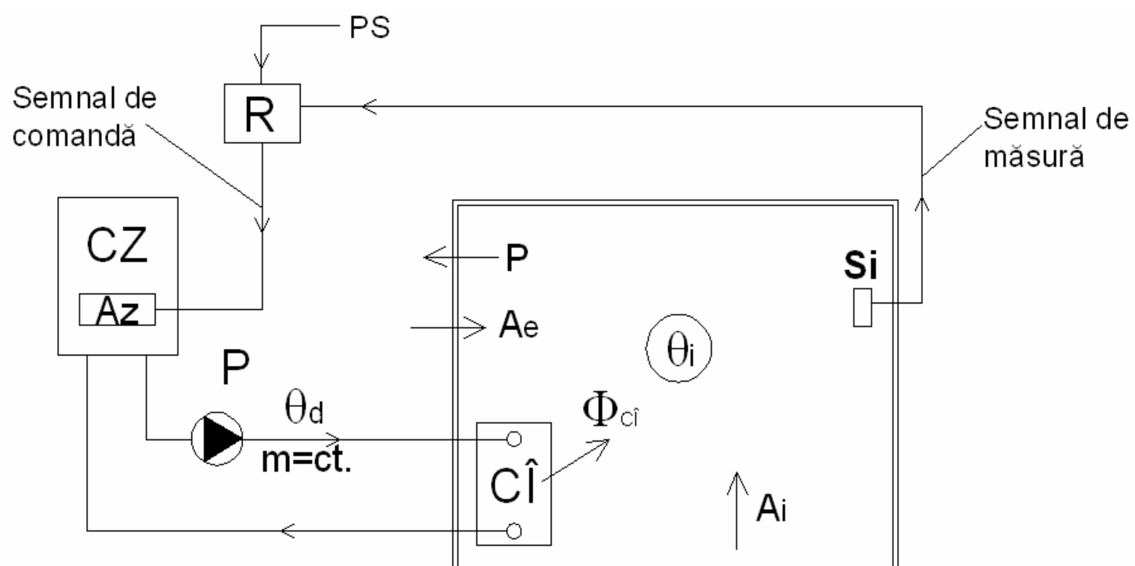


Figura 3.4.2 Reglarea automată în circuit închis: reglarea temperaturii aerului interior prin acțiune (pornit-oprit) asupra arzătorului unui cazan de preparare a agentului termic de încălzire:
R: regulator; Si: detector de temperatură aer interior; CI: corp de încălzire; CZ: cazan; Az: arzător (element de execuție); θi: temperatura aerului interior (mărime reglată); ΦCI: flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare); P: pierderi de căldură către exterior (perturbație); Ae: aporturi de căldură din exterior (perturbație); Ai: aporturi de caldură de la surse interioare (perturbație), θd: temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); m: debit de agent termic primar; PS: valoarea presetată a mărimii reglate.

arzătorului (prin comenzi pornit-oprit) în funcție de valoarea diferenței între temperatura aerului sesizată de termostat (valoare reglată) şi temperatura aerului prescrisă de utilizator pe termostat (fig. 3.4.2).

— Funcționarea unui preparator de apă caldă de consum cu acumulare, cu termostat imersat (fig.3.4.3): reglarea temperaturii apei calde de consum din acumulator se realizează prin acțiunea termostatului de imersie care compară temperatura sesizată a apei menajere θ_{acc} cu temperatura prescrisă de utilizator PS şi

comandă pornirea-oprirea pompei de agent termic primar (la aparatele cu serpentină) sau a arzătorului preparatorului (la aparatele cu încălzire directă).

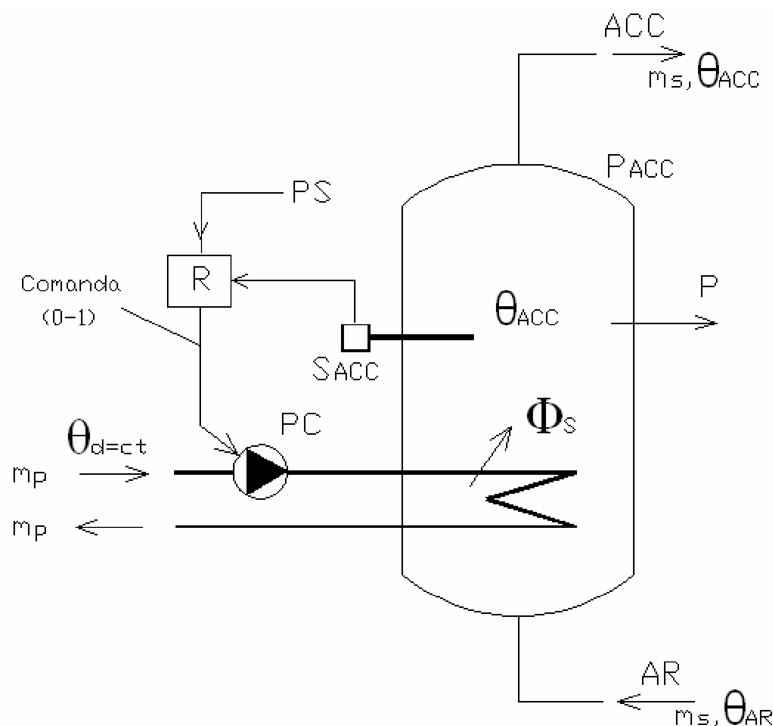


Figura 3.4.3 Reglarea automată în circuit închis: reglarea temperaturii apei calde preparate într-un schimbător cu acumulare, prin acțiune (pornit-oprit) asupra pompei de circulație a agentului termic primar. R: regulator; S_{ACC}: detector de temperatură apă caldă (imersat); PC: pompă de circulație agent termic primar (element de execuție); P_{ACC}: preparator apă caldă de consum cu acumulare; Φs:flux termic emis de elementul încălzitor (mărime de reglare); ACC: apă caldă de consum; Ar: apă rece; θ_{ACC}: temperatura ACC (mărimea reglată); θ_{AR}: temperatura AR; θd: temperatura agentului termic încălzitor; P: pierderi de căldură; ms: debit de ACC; mp: debit agent termic încălzitor ; PS: valoarea presetată a mărimii reglate (temperatura apei calde de consum).

►**Reglarea în circuit deschis** (sisteme cu reacție înainte sau 'feed forward loop'): este un caz particular al reglării în circuit închis, la care legătura inversă (calea de reacție) a fost suprimată: reacția sistemul reglat la variația mărimii de intrare fiind bine cunoscută (descrisă prin corelații prestabilite), SRA măsoară mărimea de intrare în proces pentru a stabili (poziționa) mărimea de ieşire (mărimea de reglare), pe baza corelației predeterminate dintre mărimea de intrare şi mărimea de ieşire, fără a se ține cont de mărimea reglată (sistemul nu este sensibil la eroarea sa). Acest procedeu se bazează pe posibilitatea prestabilirii unor legi fizice care corelează mărimea perturbatoare cu mărimea de reglare şi se aplică atunci când perturbațiile sunt măsurabile, au efecte preponderente asupra mărimii reglate, iar efectul acestora asupra mărimii reglate este cunoscut. SRA în circuit deschis au avantajul rapidității

(reacţionează odată cu apariţia perturbaţiei) şi al stabilităţii, dar sunt insensibile la alte perturbaţii.

Exemple de sisteme de reglare automată în circuit deschis:

■ Funcţionarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire şi radiatoare, cu regulator funcţie de temperatura aerului exterior (fig. 3.4.4): reglarea temperaturii aerului interior se face prin: *măsurarea* temperaturii aerului exterior (considerată ca mărime de intrare, care reflectă mărimea pierderilor de căldură şi deci sarcina termică a sistemului de încălzire), *determinarea* temperaturii necesare a agentului termic de încălzire (după o lege de reglare prestabilită- grafic de reglaj) şi *acţiunea* asupra organului de comandă (termostat de cazan sau vană de amestec) pentru obţinerea temperaturii dorite pentru agentul termic livrat corpurilor de încălzire. Variaţia temperaturii agentului termic conduce la modificarea puterii emise de corpurile de încălzire, în corelare cu variaţia pierderilor de căldură spre exterior (induse de variaţia temperaturii aerului exterior).

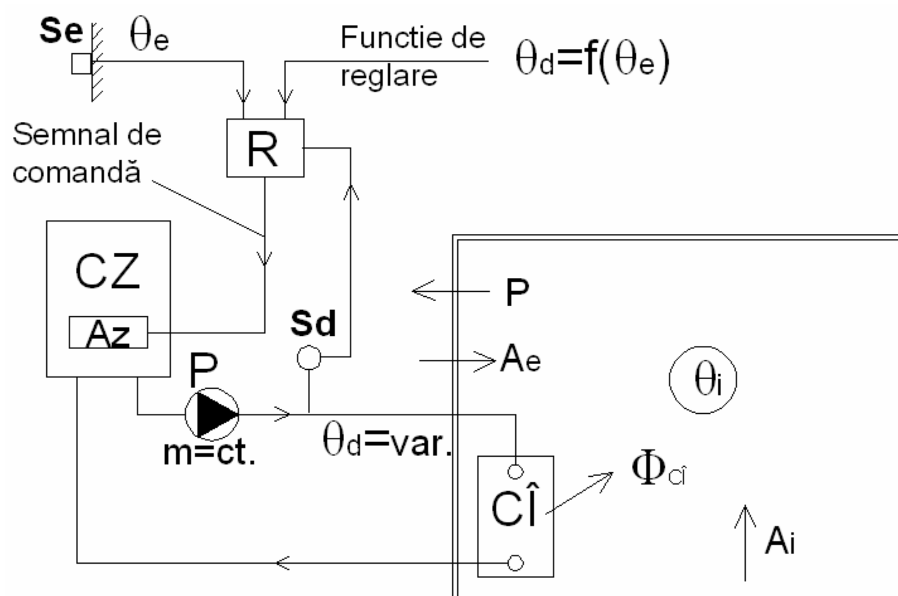


Figura 3. 4.4. Reglarea automată în circuit deschis: reglarea indirectă a temperaturii aerului interior, prin compensarea pierderilor de căldură variabile, în funcţie de valoarea θe, prin acţiune asupra arzătorului unei centrale de preparare a agentului termic de încălzire:
R: regulator; Se: detector de temperatură aer exterior; CI: corp de încălzire; CZ: cazan; Az: arzător (element de execuţie); θe: temperatura aerului exterior (mărime de intrare); θi: temperatura aerului interior (mărime reglată); θd: temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); Φ_{CI}: flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare); P: pierderi de căldură către exterior (perturbaţie); Ae: aporturi de căldură din exterior (perturbaţie); Ai: aporturi de căldură de la surse interioare (perturbaţie); m: debit de agent termic încălzitor; f: funcţie de reglare.

■ Funcționarea unui sistem de încălzire cu abur de joasă presiune: controlul căldurii livrate aerului interior prin *măsurarea* temperaturii aerului exterior (considerată mărime de intrare), *determinarea* timpului de funcționare al arzătorului generatorului de abur, pentru menținerea presiunii (mărimea reglantă) la valoarea necesară (fig. 3.4.5).

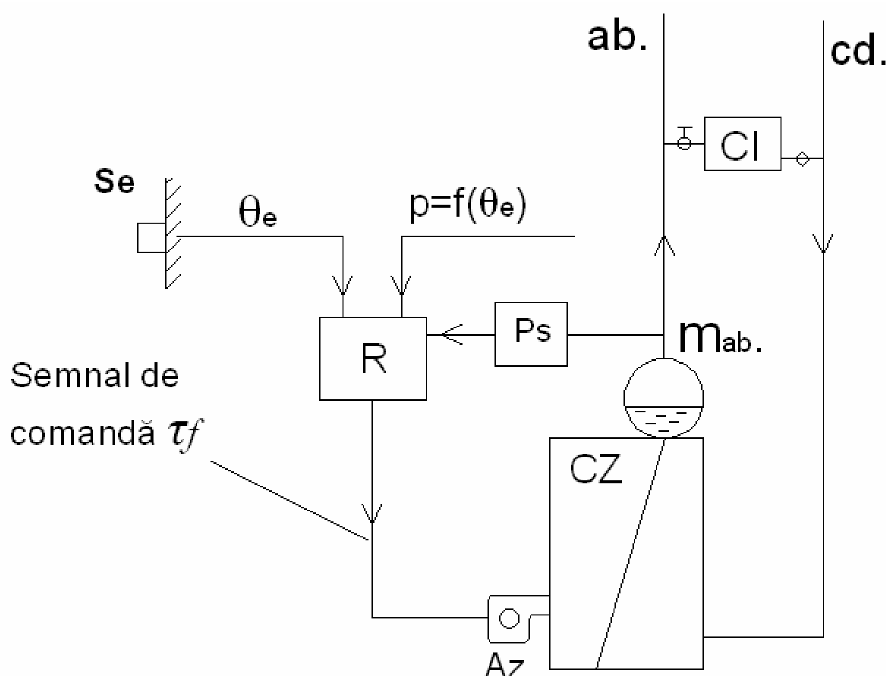


Figura 3.4.5 Reglarea automată în circuit deschis: reglarea indirectă a temperaturii aerului interior, prin menținerea presiunii aburului produs de cazan la valoarea necesară, funcție de θe, prin acțiune asupra arzătorului cazanului:
CZ: cazan abur; Az: arzător (element de execuție); R: regulator; Se: detector de temperatură aer exterior; CI: corp de încălzire; Ps: detector presiune abur; ab: conductă abur; cd: conducta colectoare condens; mab: debit de abur; τf: timp funcționare arzător; p: funcție de reglare.

►**Reglarea combinată**: este reprezentată prin sistemele de reglare automată care combină metoda *de reglare în circuit deschis* (eventual integrând şi alte corelații -legi de reglare- pentru mai multe mărimi de intrare, de exemplu efectul vântului şi al radiației solare, alături de influența temperaturii aerului exterior), cu *reglarea în circuit închis*: astfel, regulatorul sistemului include şi legi fizice care exprimă influența mărimii de intrare asupra mărimii reglate: regulatorul primeşte deci în acest caz şi informația asupra valorii mărimii reglate, care este introdusă în calculul de determinare a mărimii de reglare. Se obțin astfel rezultate bune pentru cazurile în care sistemul reglat este supus la perturbații importante datorate mai multor mărimi de

intrare (cu acțiune cunoscută), şi pentru care timpii de întârziere sunt mari.

Un exemplu de sistem de reglare automată combinat îl reprezintă funcționarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire cu regulator funcție de exterior şi cu corecție pentru temperatura aerului interior (fig. 3.4.6): reglarea temperaturii aerului interior se face prin *măsurarea* temperaturii aerului exterior (considerată ca mărime de intrare) şi a temperaturii aerului interior (mărime de corecție), *determinarea* temperaturii necesare a agentului termic de încălzire (după o lege de reglare prestabilită) şi *acțiunea* asupra organului de comandă (termostat cazan sau vană de amestec) care acționează asupra mărimii de reglare (temperatura agentului termic la intrarea în corpurile de încălzire), pentru obținerea temperaturii prescrise a aerului interior. În multe cazuri regulatorul are inclus şi un algoritm de autoadaptare, prin care, după câteva zile de funcționare, stabileşte cea mai potrivită curbă de reglare

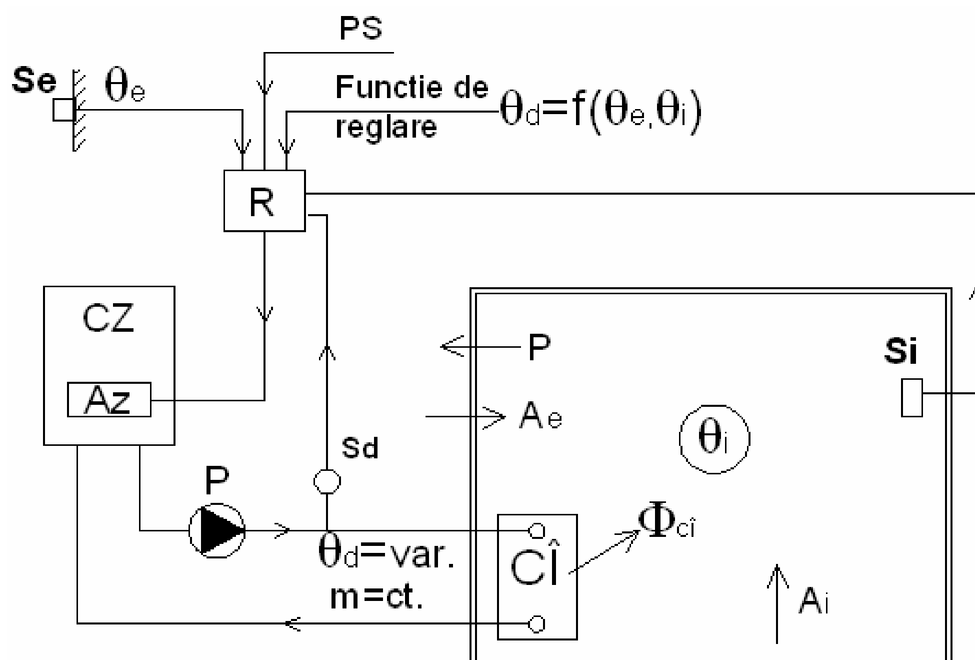


Figura 3.4.6 Reglarea automată combinată: reglarea temperaturii aerului interior, prin compensarea pierderilor de căldură (P) variabile, în funcție de valoarea θe, prin acțiune asupra arzătorului unei centrale de preparare a agentului termic de încălzire, cu compensare de rezultat prin sonda de temperatură a aerului interior.
R: regulator, Se: detector de temperatură aer exterior, Si: detector de temperatura aer interior, Sd: detector de temperatura agent termic; CI: corp de încălzire, CZ: cazan, Az: arzător (element de execuție), θe: temperatura aerului exterior (mărime de intrare); θi: temperatura aerului interior (mărime reglată); θd: temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); Φ_{CI}: flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare), P: pierderi de căldură către exterior (perturbație), Ae: aporturi de căldură din exterior (perturbație), Ai: aporturi de căldură de la surse interioare (perturbație), m: debit de agent termic încălzitor, f: funcție de reglare, PS: valoarea presetată a mărimii reglate (temperatura aerului interior).

pentru menținerea mărimii reglate la valoarea prescrisă (regulator autoadaptativ).

Un alt exemplu (fig. 3.4.7) se referă tot la funcționarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire cu regulator funcție de exterior (şi care determină valoarea necesară a temperaturii agentului termic la intrarea în corpurile de încălzire), peste care este "suprapus" un alt sistem de reglare (în circuit închis) cu acțiune locală, reprezentat de robinetele de reglare termostatice amplasate pe fiecare corp de încălzire: aceste regulatoare locale au rolul de a recupera aporturile gratuite de căldură (din însorire sau din aporturi de la surse interne) şi de asemenea de a realiza o reglare diferențiată între încăperi.

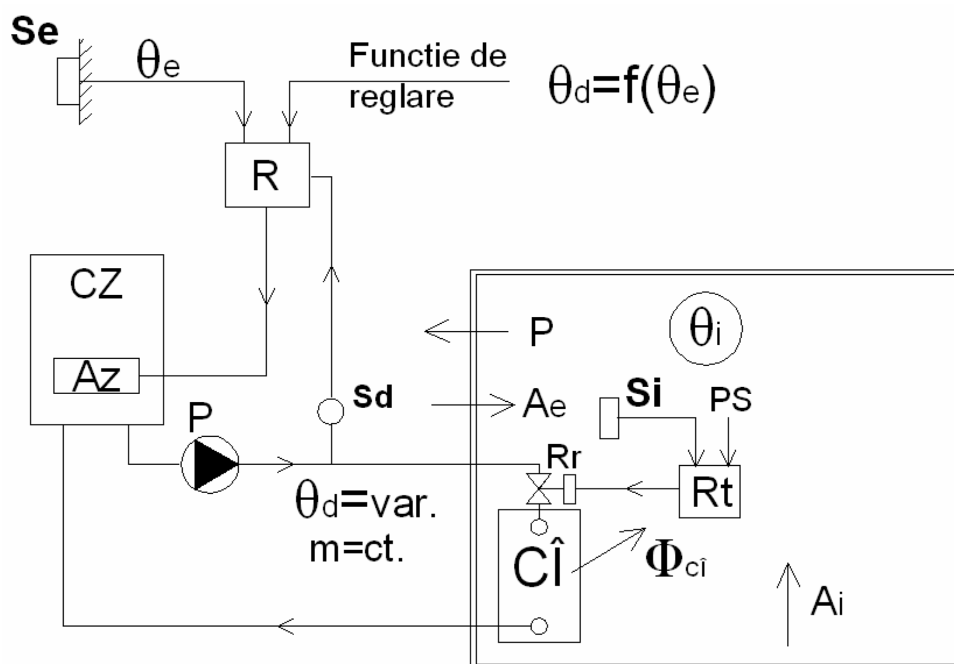


Figura 3.4.7 Reglarea automată centrală în circuit deschis, combinată cu reglarea locală în circuit închis : reglarea temperaturii aerului interior, prin compensarea pierderilor de căldură (P) variabile, în funcție de valoarea θe, prin acțiune asupra arzătorului unui cazan de preparare a agentului termic de încălzire:
R: regulator cazan; Rt: regulator termostatic; Rr: robinet reglare debit;Si: detector de temperatură aer interior; Se: detector de temperatură aer exterior; Sd: detector de temperatură agent termic ducere; CI: corp de încălzire; CZ: cazan; Az: arzător (element de execuție); θe: temperatura aerului exterior (mărime de intrare); θi: temperatura aerului interior (mărime reglată); θd: temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); Φ_{CI}: flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare); P: pierderi de căldură către exterior (perturbație); Ae: aporturi de căldură din exterior (perturbație); Ai: aporturi de căldură de la surse interioare (perturbație); m: debit de agent termic încălzitor; f: funcție de reglare.

3.2.4.2 Elemente componente ale unui SRA: regulatoare, traductoare, organe de reglare (vane, servomotoare, robinete termostatice).

Principalele echipamente care compun un SRA sunt: regulatoarele, organele de detecție, organele de acționare (reglare).

Regulatoarele (controllerele) sunt echipamentele care *prelucrează informația* primită de la detectoare, *compară valorile* măsurate cu valorile presetate, *calculează*, *amplifică* şi *emit semnalul de comandă* către organul de reglare.

Regulatoarele pot fi clasificate după natura mărimii reglate (*temperatură, presiune, umiditate*, *etc.*), după natura ordinului de comandă (*regulatoare cu acțiune discontinuă*- bipoziționale, multipoziționale, cronoproporționale -, *regulatoare cu acțiune continuă*- progresive, proporționale, integrale, proporțional-integrale, proporțional-integral-derivative) sau după natura energiei utilizate (regulatoare *cu energie auxiliară*, regulatoare *fără energie auxiliară*).

Fiecare tip de regulator (respectiv mod de reglare) are avantaje şi dezavantaje, utilizarea unuia dintre acestea depinzând de caracteristicile proceselor (sistemelor) reglate. În general, sistemele cu reglabilitate slabă necesită regulatoare mai complexe şi invers. Alegerea diferitelor regulatoare progresive depinde de gradul de dificultate al circuitului de reglare (vezi tab. 3.4.1).

Gradul de dificultate al buclei de reglare	$\lambda \leq 0,2$	$\lambda = 0,2 \div 0,3$	$\lambda > 0,3$
Reglabilitatea sistemului	bună	satisfăcătoare	slabă
Mod de reglare (tipul regulatorului)	2Tr, P sau PID	PI sau PID	PID sau P+PI

Tabelul 3.4.1. Alegerea regulatorului în funcție de reglabilitatea sistemului.

λ : gradul de dificultate al buclei de reglare a sistemului ; **2Tr**: regulator bi-pozițional (2 trepte);

P: regulator cu acțiune proporțională; **PI**: regulator cu acțiune proporțional- integrală;

PID: regulator cu acțiune proporțional- integral - derivativă.

Organele de detecție (traductoarele) sunt elementele prin care se realizează *achiziția* de informații (mărimi fizice măsurate cu ajutorul detectoarelor sau parametri introduşi de utilizator) şi *transmisia* acestora către regulatoare. Traductoarele sunt dispozitive care au rolul de a stabili o corespondență între mărimea de măsurat şi o mărime exploatabilă de către echipamentele de achiziție şi de prelucrare de date. Traductoarele sunt alcătuite în general dintr-un *element sensibil (detector)*- care transformă mărimea de măsurat într-o mărime intermediară- şi *convertorul de ieşire (adaptor)* care transformă mărimea intermediară într-o mărime de ieşire uşor exploatabilă de către restul sistemului de reglare automată.

Traductoarele sunt elementele sensibile încorporate în sonde. Detectoarele convertesc mărimile fizice măsurate în mărimi analogice, exploatabile de către aparatele de achiziție.

Principalele tipuri de detectoare utilizate în tehnica încălzirii sunt cele pentru temperatură, umiditate, presiune, starea mediului exterior sau interior şi detectoarele de prezență.

Organele de reglare (execuție) reprezintă elementele prin care se acționează asupra mărimii de reglare.

►***Motoarele (servomotoarele)*** pot fi clasificate *după energia de acționare* (fără energie suplimentară de acționare, respectiv cu energie exterioară de acționare - electrică, pneumatică sau hidraulică).

Caracteristicile principale ale servomotoarelor sunt: *cursa* (deplasarea sau unghiul de rotație realizat), *timpul de închidere/ deschidere* (timpul necesar pentru efectuarea cursei de reglare), *cuplul* (forța disponibilă la arborele motorului), *tipul de asigurare* la întreruperea accidentală a energiei de acționare (aferent vanelor normal deschise, respectiv normal închise). Servomotoarele pot fi echipate suplimentar cu contacte auxiliare (contacte inversoare sau comutatoare utilizate pentru semnalizare sau pentru comanda altor echipamente), limitatoare de cuplu, indicatoare de poziție, dispozitive pentru comandă manuală, etc.

►***Vanele (robinetele) de reglare*** sunt elemente de acționare asupra mărimii de reglare (debitul sau temperatura fluidului) (fig. 3.4.8).

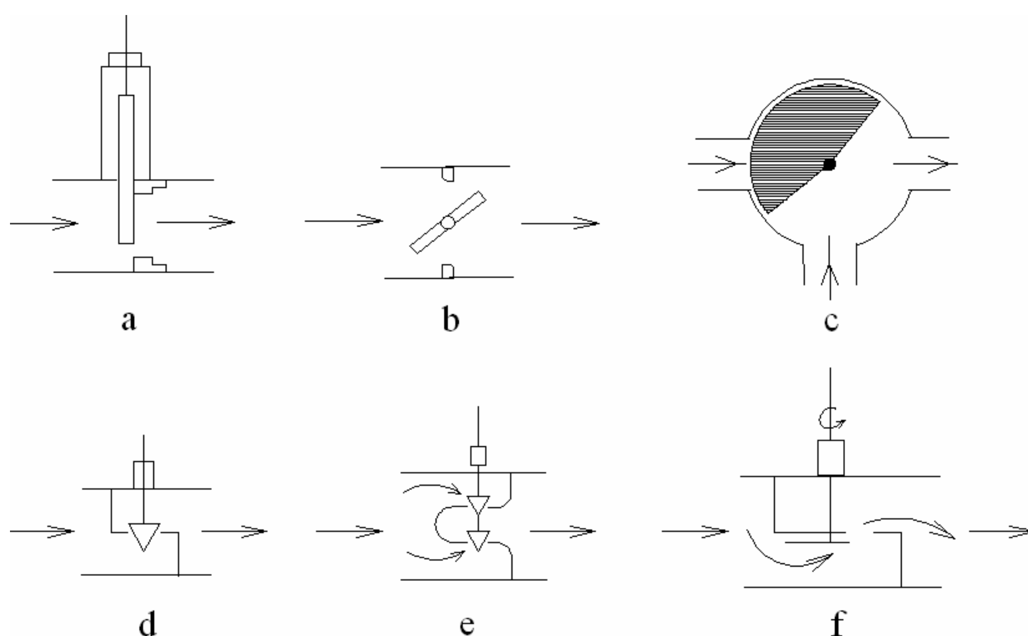


Figura 3.4.8 Tipuri constructive de vane: a: vană cu sertar; b: vană fluture, c: vană cu sector, d:vană cu ventil şi scaun, e: vană cu ventil dublu, f: vană rotativă.

►*vane cu ventil şi scaun* (vane cu supapă): pot fi vane cu scaun simplu sau dublu. Vanelele cu scaun dublu sunt mai uşor de acționat decât cele cu scaun simplu, însă etanşeitatea acestora este mai greu de realizat. După forma ventilului putem întâlni: vane cu ventil fustă (cu rolul de a ghida ventilul în scaun pe toată cursa, şi de asemenea de a conduce debitul prin orificiile fustei: prin profilarea specială a acestor orificii se pot obține diferite forme ale caracteristicii hidraulice a vanelor); vane cu ventil profilat (plin): caracteristica hidraulică a vanei este definită de forma ventilului.

►*Vane fluture* : elementul mobil de închidere este un disc care se roteşte 80-85°, modificând secțiunea de trecere a vanei. Sunt vane cu două căi, utilizate ca vane de izolare (închis, deschis) datorită caracteristicii hidraulice nepotrivite pentru reglare.

►*Vane cu ventil tip sector* au ca element mobil o piesă cilindrică cu canale profilate, cu trei căi. Sunt utilizate pentru montajul 'în amestec', ca vane amestecătoare pentru instalațiile de încălzire, sau pentru montajul 'în repartiție', ca vane de deviere.

Rolul vanelor de reglare în instalație: reglarea puterii termice livrate de un schimbător de căldură se poate realiza prin intermediul vanelor de reglare prin trei metode:

◙ reglarea prin *variația debitului* de agent termic primar ce străbate schimbătorul (în condițiile unei temperaturi constante la intrare), denumită în continuare *reglare cantitativă*,

◙ reglarea prin *variația temperaturii* agentului termic primar ce intră în schimbător, prin amestecul realizat în vana de reglare (în condițiile unui debit constant), denumită în continuare *reglare calitativă,*

◙ reglarea mixtă (combinație între cele două metode).

<u>Caracteristici ale vanelor de reglare</u>:

Pierderea de sarcină a vanei corespunzătoare unui anumit debit. Este proporțională cu pătratul vitezei fluidului şi cu densitatea acestuia.

Presiunea diferențială: reprezintă diferența între presiunea fluidului înainte şi după vana montată în instalație.

Coeficientul de debit $\mathbf{k_v}$ al vanei: reprezintă debitul volumic de fluid ce traversează vana, atunci când aceasta este supusă unei diferențe de presiune de 1 bar. Parametrul $\mathbf{k_v}$, exprimat numai în unități de debit, face posibilă comparația directă între diferitele vane.

$$\Delta P = \frac{1}{k_v^2} V^2$$

Caracteristica debit- diferență de presiune.

Caracteristicile de debit ale vanelor de reglare (debit – poziție a ventilului față de scaun) depind de forma constructivă a acestora. Principalele tipuri sunt:

- *vane cu caracteristică liniară* (debitul este proporțional cu deplasarea ventilului față de scaun). Acest tip de caracteristică este obținut cu un ventil cilindric, şi este utilizat pentru instalații de încălzire care necesită viteză de reacție mare.
- *vane cu caracteristica exponențial-pătratică* (debitul este proporțional cu pătratul deplasării ventilului față de scaun),
- *vane cu caracteristică logaritmică* (deplasarea ventilului produce o variație proporțională cu debitul total anterior deplasării),

- *vane cu caracteristică "de putere termică liniară"* (puterea termică produsă de variația debitului este proporțională cu deplasarea ventilului).

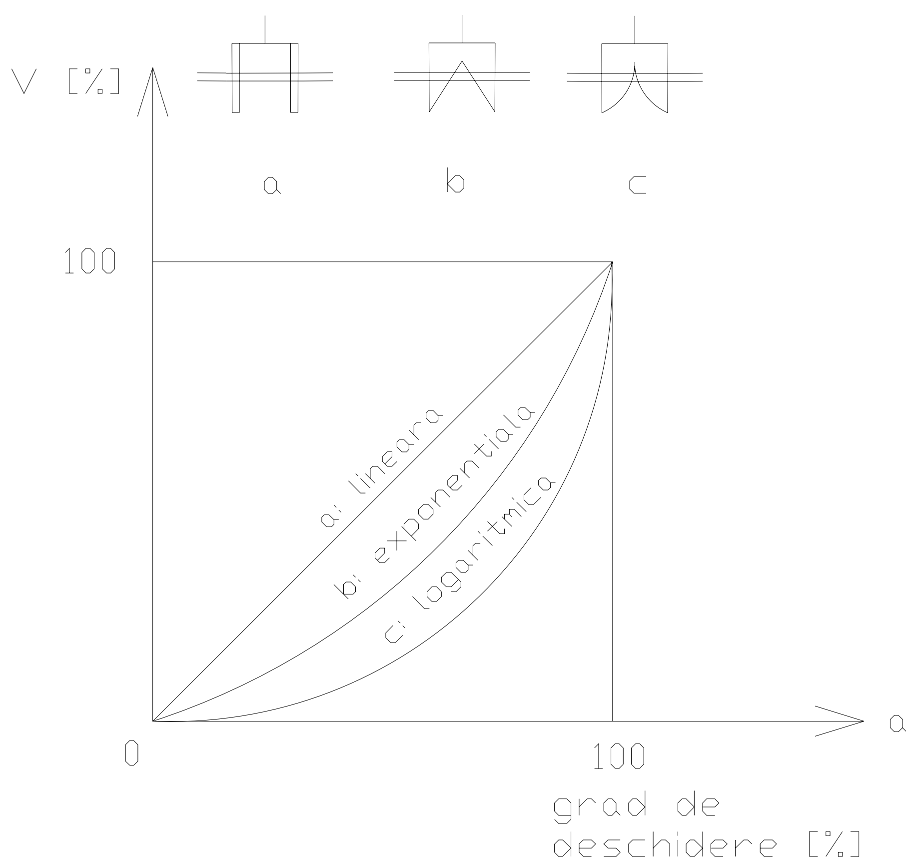


Figura 3.4.9 Tipuri de caracteristică 'debit- pozitie a organului de închidere':
a: caracteristica liniară, b: caracteristică exponențială, c: caracteristica logaritmică.

Aceste caracteristici diferite ale vanelor de reglare au drept scop compensarea deformării curbelor caracteristice ale schimbătoarelor de căldură asupra cărora vanele acționează, pentru obținerea unor curbe caracteristice globale de reglare (vană-circuit-schimbător) aproximativ liniare.

Comportarea vanelor de reglare în instalație: reglarea puterii termice livrate de un schimbător de căldură se poate realiza prin intermediul vanelor de reglare prin trei metode: reglarea prin *variația debitului* de agent termic primar ce străbate schimbătorul (în condițiile unei temperaturi constante la intrare), denumită în continuare *reglare cantitativă*; reglarea prin *variația temperaturii* agentului termic primar ce intră în schimbător, prin amestecul realizat în vana de reglare (în condițiile

unui debit constant), denumită în continuare *reglare calitativă,* şi *reglarea mixtă* (combinaţie între cele două metode).

Reglarea într-un schimbător de căldură depinde de forma curbei caracteristice a variaţiei puterii transferate în raport cu debitul de agent termic primar (figura 3.1.11): această formă depinde de tipul schimbătorului şi în principal de condiţiile în care acesta funcţionează (eficacitatea schimbătorului ε = raportul între căderea de temperatură a agentului termic primar şi diferenţa de temperatură a fluidelor la intrarea în schimbător). În cazul reglării calitative, aspectul curbelor Q=f(t) este asemănător cu cel al corelaţiilor Q=f(V), curburile sunt însă mai puţin pronunţate. Pentru valori ε<0,1 reglarea progresivă a schimbătorului nu mai este posibilă (funcţionarea devine de tip tot-nimic). O reglare cu progresivitate bună (necesară de exemplu atunci când se acţionează asupra unui parametru de confort) se poate realiza doar dacă schimbătorul are o eficacitate **ε** de minim 0,33. Caracteristica unui schimbător trebuie compensată prin forma simetrică (de curbură inversă) realizată de vana de reglare aleasă, astfel încât caracteristica globală rezultantă a ansamblului vană de reglare – circuit hidraulic- schimbător de căldură să fie cât mai aproape de o dreaptă, şi astfel răspunsul acestui sistem să poată fi uşor de controlat de regulator.

Caracteristica optimă pentru o vană de reglare: Necesitatea compensării curbelor de variaţie Q(V) şi V(a) conduce la condiţia ca cele două curbe să fie simetrice în raport cu prima bisectoare: pentru instalaţiile de încălzire, funcţia $V=a^2$ este cel mai des utilizată (figura 3.4.10).

Autoritatea unei vane în circuit se determină prin raportul între pierderea de sarcină a vanei de reglare la deschidere maximă şi suma pierderilor de sarcină pe porţiunile de circuit pe care vana modifică debitul (suma pierderilor de sarcină ale elementelor parcurse de debitul variabil, la care se adauga pierderea de sarcină în vana de reglare complet deschisă) (figura 3.4.11)

$$a = \frac{\Delta P_1}{\Delta P} \text{ şi } a = \frac{\Delta P_v}{\Delta P}.$$

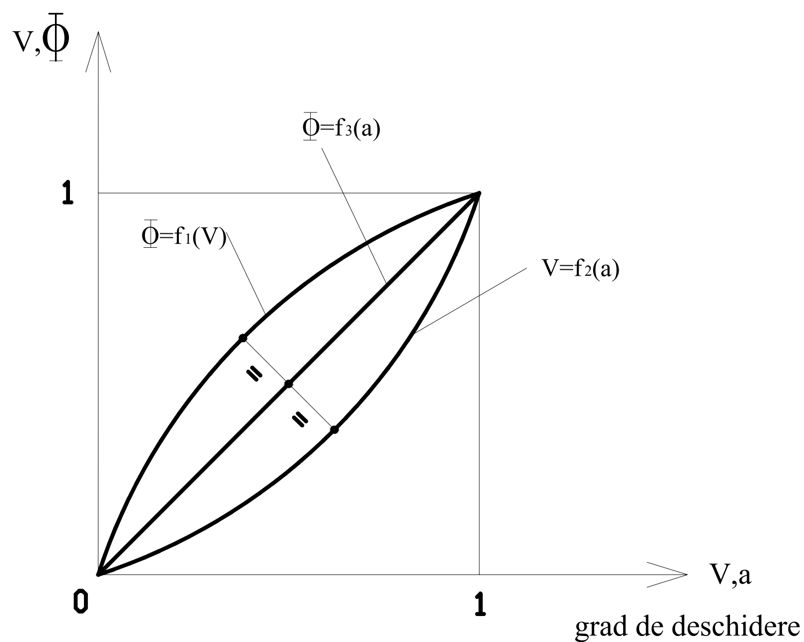


Figura 3.4.10 Compensarea neliniaritatii caracteristicii schimbatorului Φ= f1 (V) prin alegerea unei vane de reglare cu caracteristica simetrica V=f2(a).

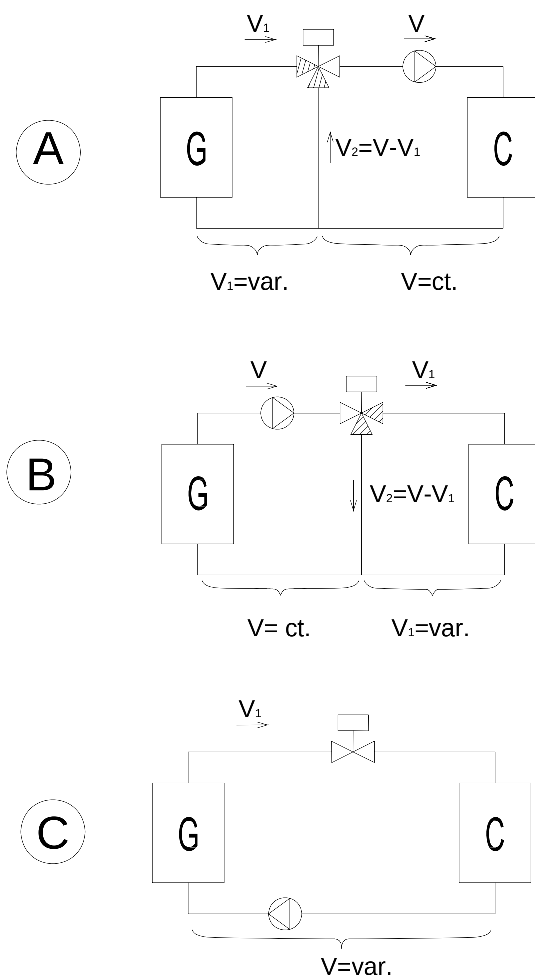


Figura 3.4.11 Scheme de amplasare a vanelor de reglare: A. vană cu trei cai montată în amestec, B. vană cu trei căi montată în repartiție, C. vană cu două căi.

Valoarea autorității unei vane de reglare într-un circuit exprimă influența vanei de reglare în circuitul în care aceasta acționează: pentru valori între a=0÷0.2 (cazul unei vane cu pierdere de sarcina foarte mică în comparație cu circuitul în care acționează), caracteristica globală a circuitului este de tip treaptă, adică modul de reglare realizat este de tip ”tot-nimic”; a=0.3÷0.7 reprezintă valori curent utilizate; a=1 (caz care corespunde unei vane cu pierdere de sarcină foarte mare în raport cu circuitul pe care îl reglează): caracteristica globală a ansamblului vană- circuit este identică cu caracteristica intrinseca a vanei.

Autoritatea unei vane de reglare trebuie sa fie suficientă pentru a putea realiza reglajul de debit pe toată plaja de reglare a vanei şi astfel să poată fi evitate fenomene de instabilitate (pompajul reglării) sau de neliniaritate a reglării.

Determinarea autorității necesare a vanelor de reglare constă în determinarea acelei valori care permite obținerea unei caracteristici globale a circuitului Q=f (a) liniare, pentru diferite tipuri constructive de vane de reglare. Astfel, pentru vana cu caracteristică liniară, cea mai bună caracteristică globală este obținută pentru o autoritate A=1 (condiție neaplicabilă în practică): rezultă o caracteristică de reglare cu rezultate slabe. Pentru vanele cu caracteristică exponențial pătratică, respectiv logaritmică, deşi autoritatea maximă ar conduce şi în acest caz la rezultatele cele mai bune, se pot adopta şi valori situate în intervalul A= 0,5÷0,7.

Vanele cu caracteristică de ”putere calorică liniară” sunt special construite pentru a realiza o caracteristica globală a circuitului liniară, pentru o autoritate A=0,5. Introducerea vanei într-un circuit care să conducă la o altă valoare (chiar mai mare) pentru autoritatea sa are ca rezultat degradarea performanțelor de reglare.

Aceste cerințe pentru alegerea vanelor de reglare (pentru vane cu caracteristică pătratică şi logaritmică: pierderea de sarcină a vanei la debit maxim trebuie sa fie mai mare decât cea a circuitului reglat; pentru vane cu caracteristică ”putere calorifică liniară” pierderea de sarcină a vanei la debit maxim trebuie sa fie egală cea a circuitului reglat) sunt aplicabile pentru regulatoarele proporționale, în scopul micşorării bandei proporționale fără ca sistemul să devină instabil. În cazul

regulatoarelor cu performanțe superioare (de ex. PI, PID), dacă caracteristica globală a sistemului diferă de cea liniară, ea poate fi compensată prin acțiunea ’inteligentă’ a regulatoarelor (viteză variabilă de deplasare a organului de reglare) . De asemenea, trebuie menționat şi că, în funcționare, autoritatea vanelor este variabilă, datorită modificării pierderii de sarcină implicate de deplasarea organului de închidere.

În concluzie, pentru alegerea unei vane de reglare trebuie să se țină cont de caracteristicile de rezistență la presiunea din sistem, de temperatura de lucru, de compatibilitatea cu fluidul de lucru, de tipul de cuplare la sistem (prin filetare, sudare, cu flanşe), de tipul de servomotor ce poate fi utilizat, de debitul maxim de fluid, de pierderea de sarcină la debit maxim şi de autoritatea vanei în circuit, precum şi de presiunea diferențială maximă de lucru – sau ”la închidere”- (presiunea până la care se asigură etanşeitatea sau presiunea maximă până la care servomotorul poate acționa).

Vanele de reglare cu trei cai sunt caracterizate de caracteristici de debit pe calea directă, respectiv pe calea de by-pass, ce pot fi diferite. Astfel putem întâlni vane cu trei căi cu caracteristică liniar-liniară, exponențial-exponențială sau exponențial-liniară. Primul cuvânt se referă la legea de reglare pentru calea directă, iar al doilea cuvânt se referă la modul de reglare al căii de by-pass.

Toate regulile generale expuse anterior în ceea ce priveşte robinetele cu 2 căi sunt valabile şi pentru robinetele cu 3 căi. Aceasta permite obținerea unei caracteristici de debit operaționale prin adiționarea caracteristicilor operaționale pentru calea directă şi a celei pentru calea indirectă.

Pentru un circuit în care vana de reglare cu trei căi este montată în amestec, trebuiesc îndeplinite două condiții: autoritatea vanei în circuit să fie suficientă ($\Delta Pv_{100} \approx \Delta P_{ABCD}$), iar pierderea de sarcină pe circuitul cu debit variabil să fie mică în raport cu efectul motor introdus de pompă $\Delta H_P > 2^* (\Delta Pv_{100} + \Delta P_{ABCD})$. În aceste condiții, pentru ca sistemul să poată reacționa rapid la deschiderea vanei, se recomandă ca by-pass-ul să aibă o rezistență hidraulică scazută (deci să nu se monteze vane de reglare pe by-pass).

Pentru un circuit în care vana de reglare este plasată în repartiție, alături de o autoritate suficientă a vanei în circuit ($\Delta Pv_{100} \approx \Delta P_{ABCD}$) trebuie asigurată şi funcționarea stabilă a sistemului pe tot domeniul de reglare al vanei: aceasta presupune echilibrarea debitelor ce trec prin calea directă cu cele care trec prin calea de by-pass (prin montarea unei vane de echilibrare).

Robinetele cu termostat reprezintă regulatoare autonome simple care acționează asupra temperaturii aerului dintr-o încăpere, prin modificarea debitului de agent termic primar la aparatele terminale. Datorită modului de acțiune, acestea permit şi recuperarea aporturilor gratuite (din însorire, surse interne) din încăperea respectivă, la depăşirea temperaturii aerului interior peste limitele prescrise. Robinetul cu termostat este alcătuit dintr-un *detector de temperatură* (element metalic deformabil umplut cu un fluid sau un solid cu coeficient mare de dilatare, aflat în contact cu aerul din încăpere), un *regulator – comparator* (un resort cu acțiune reglabilă în funcție de poziția de presetare, în contact cu elementul de detectare şi cu elementul de acționare- tija ventilului robinetului) şi un *organ de reglare* (robinetul de reglare al debitului corpului de încălzire) (figura 3.4.12).

Detectorul de temperatură funcționează după principii diverse: dilatarea unui solid (elastomer, bimetal), dilatarea unui lichid (ulei de silicon), presiunea vaporilor saturați (toluen, propan, freon, clorură de metil), presiunea dată de topirea unui solid (ceară). De exemplu, la robinetele termostatice Danfoss detectorul de temperatură se bazează pe amestecul gaz/ condens din interiorul burdufului. Cum căldura specifică a gazelor este mai mică decât a altor substanțe în alte stări de agregare, robinetul termostatic reacționează foarte prompt la cele mai mici variații de temperatură. Presiunea la care este introdus acest amestec gazos condensat este stabilită chiar la umplerea burdufului şi este în echilibru cu forța elastică a arcului robinetului. Când temperatura aerului din jurul senzorului creşte, condensatul trece în stare gazoasă, creşte presiunea în interiorul burdufului împingând tija ventilului. Dacă dimpotrivă, temperatura scade, burduful se contractă acționând ridicarea tijei şi a ventilului.

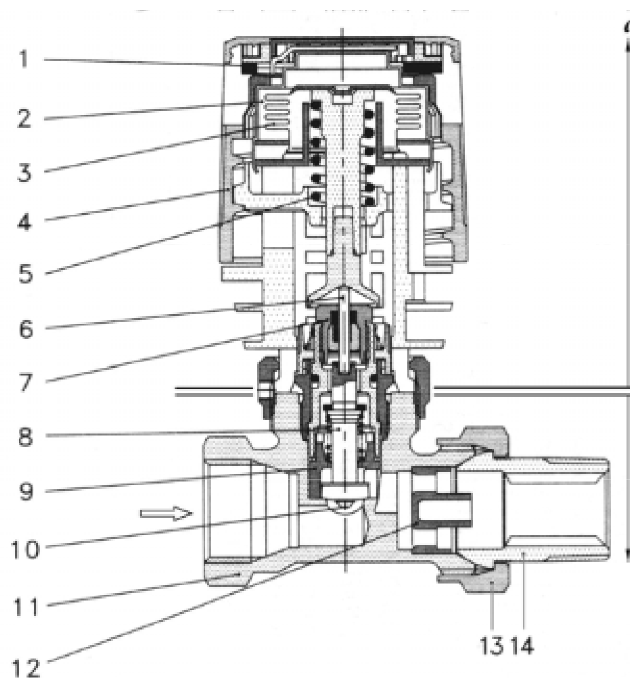


Fig.3.4.12 . Robinet termostatic cu senzor integrat:
a –capul termostatic:
1 – inele limitatoare;
2 – senzor termostatic;
3 – burduf;
4 – cadran de reglaj ;
5 – arc de reglare;
6 –tija de presiune;
7 – garnitură O-ring ;
b – corpul robinetului:
8 – tijă;
9 – duză regulatoare;
10 – ventil;
11 – corpul supapei;
12 – duză;
13 – piesă de îmbinare;
14 – rozetă de manevră ;

Robinetele cu termostat sunt alcătuite din două elemente livrate separat: corpul robinetului şi capul termostatic. Capul termostatic poate să fie de mai multe tipuri: cu robinetul, detectorul şi elementul de afişare încorporate; cu robinetul şi elementul de afişare încorporate şi detectorul amplasat separat (montat la o anumită distanţă de robinet); cu detectorul şi elementul de afişare amplasate separat de robinet. Aceste opţiuni constructive sunt necesare pentru a putea obţine, în funcţie de modul şi de locul de montaj al echipamentelor, reprezentativitatea măsurării temperaturii aerului din încăpere de către detector (evitarea influenţelor termice parazite – conducţie: influenţa temperaturii agentului termic ce trece prin robinet, convecţie: influenţa curenţilor de aer cald generaţi de corpul de încălzire sau de conductele de agent termic, lipsa de circulaţie naturală în cazul amplasării în nişe, măşti, sub draperii etc., radiaţie: influenţa radiaţiei corpului de încălzire- mai ales la cele cu lăţime mare-, influenţa radiaţiei solare, etc.).

Alte condiţii necesare pentru realizarea unei bune reglări sunt: robinetul să aibe o autoritate suficientă în circuit (minim 0,3), lărgimea bandei proporţionale să fie situată între 1,5°C şi 3°C, ansamblul cap termostat- robinet să fie de bună calitate, timpul de răspuns să fie suficient de mic – de maxim 10÷30 minute- pentru a putea

compensa aporturile gratuite rapide (însorire, aporturi interne) şi combinarea acestui mod de reglare cantitativă locală cu reglarea calitativă centrală.

De asemenea, o bună reglare este obținută numai dacă dimensionarea termică a aparatelor terminale este corectă şi dacă echilibrarea hidraulică a rețelei de distribuție este bine realizată, atât în regim nominal de funcționare cât şi în regim variabil (rețelele de distribuție cu robinete cu termostat sunt rețele hidraulic ”active”). Un alt aspect al regimului hidraulic variabil se reflectă asupra valorilor presiunii diferențiale la robinetele de reglare (valorile acesteia nu trebuie să depăşească valorile maxime indicate de producător- soluția constă în modificarea punctului de funcționare al rețelei prin montarea de regulatoare de presiune diferențială pe zone sau prin utilizarea pompelor cu turație variabilă).

În cazul sistemelor de încălzire individuale (cu centrală proprie) în care reglarea centralizată se face în funcție de temperatura aerului interior sesizată printr-o sondă de temperatură, montarea robinetelor cu termostat în încăperea unde se află şi detectorul de temperatură poate conduce la compromiterea acțiunii de reglare prin interacțiunea între cele două sisteme care reglează acelaşi parametru. Soluția recomandată este fie de a prevedea robinete cu reglaj manual pentru această încăpere, fie de a regla pe poziția maximă robinetele automate din încăperea respectivă.

Din multitudinea de tipuri constructive mai menționăm: robinete cu cap termostatic cu dispozitive antifurt, robinete cu limitarea domeniului de reglare, robinete programabile (o rezistență electrică plasată în jurul detectorului ”deplasează” valoarea prescrisă pe capul termostatic pentru obținerea de valori inferioare ale temperaturii aerului, funcție de programul setat pe un programator local, zonal sau central). Figura 3.4.13-a prezintă un robinet termostatic cu senzor integrat. Capul termostatic adăposteşte arcul de reglaj şi burduful care se comportă în fapt ca un senzor de temperatură. Acest tip se utilizează când robinetul este “spălat de aerul înconjurător”, este liber, nefiind expus unor factori perturbatori (ca radiația proprie a corpului de încălzire, a conductelor etc.).

Un robinet termostatic cu senzor de temperatură integrat şi selector de temperatură este prezentat în figura 3.4.13-b.

Capul termostatic conține atât senzorul cât şi burduful. Selectorul de temperatură este separat de burduf şi comunică cu el prin intermediul unui tub capilar. Selectorul este cilindric iar volumul său este în legătură cu burduful prin intermediul tubului capilar. Selectorul resimte condițiile de temperatură din locul în care este amplasat robinetul şi transmite prin intermediul tubului capilar modificările volumetrice ale substanței din burduf. Acest mod de instalare este recomandat pentru încăperi cu condiții diferențiate de temperatură sau pentru cazul montării robinetului pe corpuri de încălzire acoperite de perdele, draperii sau mascate (din punct de vedere estetic, etc).

Un robinet termostatic cu un senzor ataşat ce conține şi selectorul de temperatură este prezentat în figura 3.4.13-c.

Senzorul este conectat la burduf tot printr-un tub capilar. Acest tip este recomandat atunci când robinetul este greu accesibil. Acest caz poate să apară când corpul de încălzire/răcire este plasat în spatele unor placaje decorative, în interiorul elementelor de construcție (panouri răcitoare de exemplu). Senzorul se montează însă în locuri accesibile.

În figura 3.4.13-d se prezintă un robinet termostatic cu senzor şi selector la distanță. Senzorul şi regulatorul sunt conectați la burduf prin tuburi capilare care sunt în interiorul capului robinetului termostatic. Acest tip este utilizat când există un acces limitat la robinetul termostatic iar senzorul trebuie montat eventual chiar într-o altă încăpere, şi pentru a crea condiții mai adecvate funcționării senzorului când încăperea nu este caracterizată neapărat de o singură temperatură caracteristică.

Efecte pozitive ale robinetelor termostatice în privința confortului şi al economiei suplimentare se pot realiza dacă există posibilitatea controlului electronic al temperaturii încăperii. În figurile 3.4.13-e….3.4.13-h sunt prezentate robinete de acest tip. Termostatul programabil este fixat pe perete şi acționează ca un motor de antrenare care acționează tija robinetului. Sunt comandate fie prin

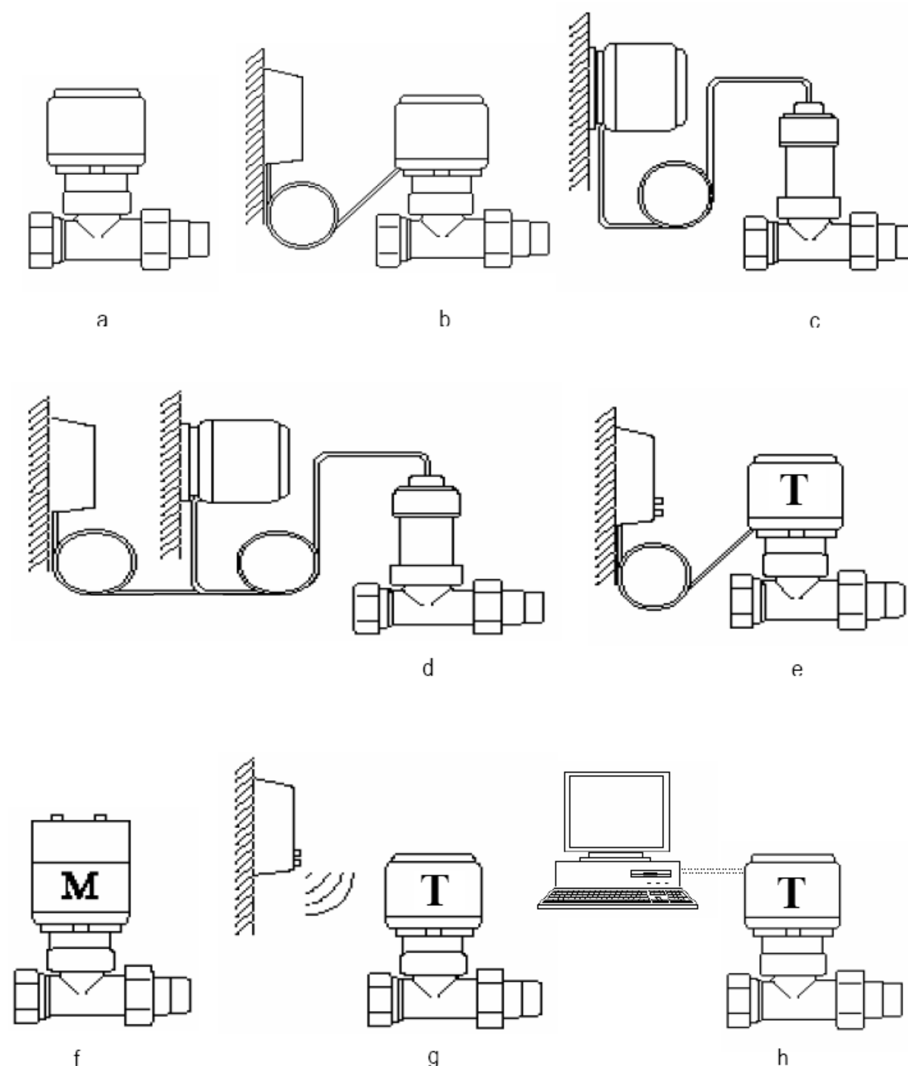


Figura 3.4.13. Tipuri constructive de robinete termostatice: a – cu senzor integrat; b – cu selector ataşat; c – cu senzor la distanţă ce incorporează şi selectorul; d –cu senzor şi selector ataşat; e – cu termostat programabil şi servomotor de antrenare; f –transmitere prin frecvenţă ; g - cu telecomandă ; h – cu comandă şi control prin computer .

intermediul firelor de legătură (figura 3.4.13-e) fie prin unde electromagnetice (figura 3.4.13-h). Robinetul termostatic din figura 3.4.13-f are un termostat programabil care se pretează pentru situaţiile în care se doreşte programarea de la distanţă.

Robinetele termostatice cu servomotoare termice sunt utilizate pentru controlul centralizat al temperaturii de confort (figura 3.4.13-g). Un servomotor termic este de fapt un burduf umplut de exemplu cu parafină. Sistemul electric integrat încălzeşte parafina şi burduful începe să se alungească. Sistemele termice

de antrenare sunt concepute cu deplasare sus-jos a arcului. Curentul este continuu sau alternativ, cu tensiuni de la 10 V la 230 V, depinzând de tip. Aceste tip de acționare se realizează prin intermediul computerului cu un senzor de temperatură şi un program special de reglare a sistemului.

Din punct de vedere al caracteristicilor robinetelor cu reglaj termostatat sunt interesante în special caracteristicile de funcționare.

Caracteristicile capului de termostat (detectorului)

Detectorul de temperatură poate fi caracterizat de un timp de răspuns care este în principal funcție de materialul de dilatare (de ex. pentru ceară sau substanțe lichide = 25-30 minute, pentru vapori = 15-20 minute).

Fenomenele de histerezis care apar în funcționarea acestor organe de reglaj sunt datorate naturii elementului sensibil al detectorului, cât şi frecărilor produse în garniturile de etanşare asupra elementului de acționare (practic, valoarea histerezisului se situează între 0,2-1,5 °C). Pentru aplicația noastră am considerat curbele medii, situate între curbele de creştere şi cele de descreştere.

Pentru aceste curbe medii, dependența deschiderii ventilului robinetului față de temperatura detectată de bulbul de dilatare este reprezentată în figura 3.3.14:

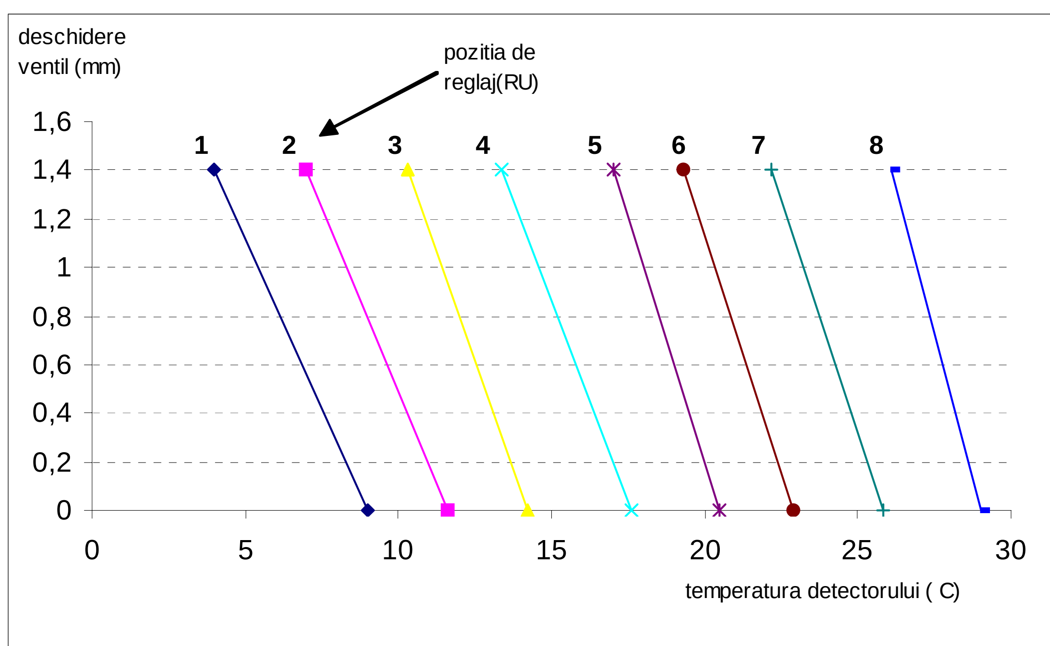


Figura 3.4.14. Curbe caracteristice poziție ventil-temperatura detectorului pentru un robinet cu reglaj termostatic.

Caracteristici hidraulice

Închiderea robinetului trebuie să fie etanşă pentru toate poziţiile de reglaj ale elementului de afişare. De asemenea, caracteristica debit (sub o presiune diferenţială unitară) – înălţime de deschidere a ventilului trebuie să fie cât mai progresivă între punctul de închidere şi cel de deschidere nominală şi de asemenea ca debitul maxim să nu fie prea mare în raport cu cel nominal, pentru a evita dezechilibrarea hidraulică a circuitelor. În figura 3.4.15 este reprezentată această dependenţă pentru robinetul utilizat în aplicaţia realizată:

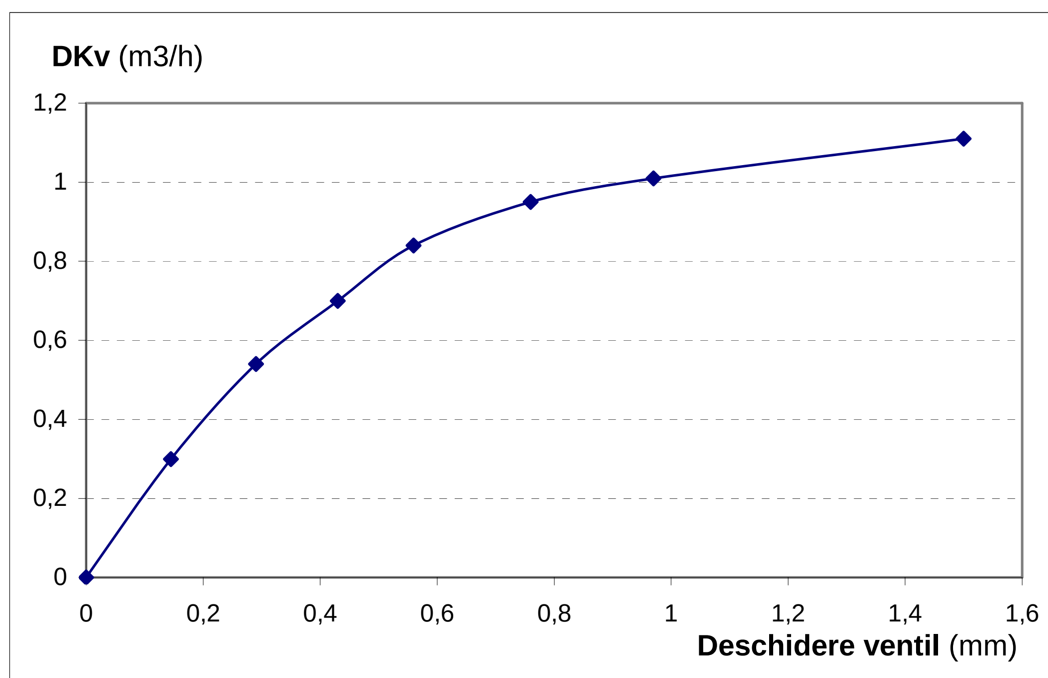


Figura 3.4.15. Curbe caracteristică debit-poziţie a ventilului pentru un robinet cu reglaj termostatic.

Influenţe perturbatoare asupra robinetului termostatat

Temperatura aerului detectată de elementul sensibil nu este întotdeauna reprezentativă pentru temperatura încăperii în care acesta este amplasat. Conducţia termică prin corpul robinetului (dinspre agentul termic), radiaţia termică primită de la corpurile de încălzire cu lăţime mare, sau micşorarea schimburilor convective prin amplasare defectuoasă în nişe, sub perdele, etc. pot reprezenta tot atâtea elemente perturbatoare pentru funcţionarea acestui regulator.

În plus, presiunea statică precum şi cea diferenţială tind să mărească deschiderea ventilului.

În cazul sistemelor de încălzire individuale (cu centrală proprie) în care reglarea centralizată se face în funcție de temperatura aerului interior sesizată printr-o sondă de temperatură, montarea robinetelor cu termostat în încăperea unde se află şi detectorul de temperatură poate conduce la compromiterea acțiunii de reglare prin interacțiunea între cele două sisteme care reglează acelaşi parametru. Soluția recomandată este fie de a prevedea robinete cu reglaj manual pentru această încăpere, fie de a regla pe poziția maximă robinetele automate din încăperea respectivă.

4 Centrale termice cu apă caldă

Generalități

Sursele termice pentru sistemele centralizate de încălzire sunt:

-Centralele de cogenerare, care produc energie electrică şi termică (apă fierbinte, abur, apă caldă): energia termică este utilizată în sezonul rece pentru prepararea agentului termic de încălzire pentru zonele locuite şi pentru consumatorii industriali.

-Centralele termice, care produc, direct din energia combustibililor, energia termică necesară preparării agentului termic utilizat de sistemele de încălzire.

Centralele termice de apă caldă se clasifica după mărimea lor:

- centrale termice de mare capacitate: > 5 MW;
- centrale termice de medie capacitate: intre 1 şi 5 MW;
- centrale termice de mică capacitate: < 1 MW;

Clasificarea centralele termice poate fi făcută şi după alte criterii:

◘***Număr si tip de generatoare de căldură***

-Centrale termice cu un cazan;

-Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu puteri egale;

-Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu puteri diferite;

-Centrale termice cu mai multe cazane, combinate (mixte)- de tipuri diferite;

◘***Numărul de ansambluri de producere-distribuție- consum***

-CT cu 1 singură zonă de producere pentru mai mulți consumatori;

-CT cu două sau mai multe ansambluri separate (fiecare grupă de generatoare este dedicată unui grup de consumatori, existând posibilitatea de interconectare în regim de avarie).

Pentru centralele termice cu un cazan:

-*după numărul si tipul de consumatori racordați*

- CT cu un tip de consumator;
- CT cu mai multe tipuri de consumatori;

-*după modul de cuplare al sistemului generator-consumator*

-Sistem direct cuplat;

-Sistem cuplat prin distribuitor-colector, cu colector activ

- cu debit constant
- cu debit variabil

-Sistem cuplat prin distribuitor-colector cu colector pasiv cu debit variabil;

-Sistem decuplat (cu separator hidraulic sau cu by-pass nerezistiv),

-*după modul de preparare a agentului termic furnizat la consumator*

-sisteme cu preparare directă în cazan;

-sisteme cu preparare prin amestec;

-sisteme cu stocare;

-după modul de livrare a căldurii

-sisteme cu livrare prioritară pentru un grup de consumatori;

-sisteme cu livrare după program, pe grupe de consumatori;

-sisteme cu livrare concomitentă (simultană) pentru toți consumatorii.

Pentru centralele termice cu mai multe cazane:

-*după numărul şi tipul consumatorilor racordați:*

- CT cu un tip de consumator;

- CT cu mai multe tipuri de consumatori.

-după modul de cuplare hidraulică între zona de producere şi zona de consum:

-baterii de cazane cuplate direct la consumatori;

-baterii de cazane cu pompă comună cu debit variabil;

-baterii de cazane cu pompă comună cu debit constant;

-baterii de cazane cu pompă de cazan;

-*după modul de realizare a echilibrării repartiției debitelor intre cazanele bateriei de producere:*

-fără asigurarea valorii debitului : cu distribuitor – colector pe bateria de cazane, cu legare în buclă Tickelmann, cu (n-1) robinete de echilibrare

hidraulică.

-cu asigurarea valorii debitului: cu robinete de echilibrare pe fiecare circuit.

-după modul de conducere a funcționării bateriei de cazane

-conducere manuală

-conducere automată :

- cascadă pentru baterie de cazane identice, tip standard (sau joasa temperatură);

-cascadă pentru baterie de cazane identice, tip cu recuperatoare de căldură (condensație)

-cascadă pentru baterie de cazane diferite (centrală termică mixtă, cu un cazan de înalt randament sau în condensație şi mai multe cazane standard).

-după tipul elementelor de acționare a bateriei de cazane:

-cu vane motorizate cu 2 căi;

-cu vane motorizate cu 3 căi şi pompe individuale;

-cu supape de sens şi pompe individuale de cazan.

-după parametrul de comandă al bateriei de cazane

-temperatura apei produse de bateria de cazane;

-temperatura apei la întoarcerea din sistem.

-după modul de reglare a parametrilor fluidului primar:

-reglare centrală (în centrala termică):

-temperatură variabilă, debit constant

-temperatură constantă, debit variabil

-reglare zonală (pe grupe de consumatori):

-temperatură variabilă, debit constant

-temperatură constantă, debit variabil

-reglare locala (pe aparat):

-variație de temperatură (cu vana cu 3 căi şi pompă)

-variație de debit (vana cu 3 cai in derivație; vana cu 2 cai)

-după modul de realizare a reglării calitative (variației de temperatură):

-direct în cazan;

-amestec în vană cu 3 căi ;

-amestec în vană cu 4 căi ;

-amestec prin by-pass.

-după modul de realizare a reglării cantitative (variației de debit):

-în trepte : -pompă

-vană cu 3 căi (tot – nimic)

-vană cu 2 căi (tot-nimic)

-vană de descărcare

-continuu: -pompă cu turație variabilă

-vană cu 3 căi progresivă

-vană cu 4 cai progresivă

-după modul de comanda si control:

-separată - pe zone, subzone

-comună (integrată) pe întreg sistemul

4.1 Centrale termice cu un cazan.

4.1.1 Caracteristicile cazanelor utilizate in sistemele de încălzire şi exigențe pentru utilizarea acestora în sistemele de încălzire.

Clasificarea cazanelor utilizate în sistemele de încălzire:

- **după combustibil** :

-Cazane cu combustibil gazos (GPL, GN)

- Cazane cu combustibil lichid (uşor, greu)

- Cazane cu combustibil solid (clasice, cu gazeificare)

- Cazane cu energie electrică

- **după material:**

-Cazane din fontă

-Cazane din oțel

-Cazane din aliaje uşoare (Cu, Al)

- **după performanțe** (Tga: temperatura gazelor arse la ieşirea din cazan; Tretur: temperatura apei la intrarea în cazan; η_n : randamentul nominal al cazanului) -vezi figura 4.1.1**:**

-*Cazane standard* (tradiționale) caracterizate prin:

Tga= 200÷250ºC, Tretur≥ 50÷60ºC, η_n= 85÷89 %.

-*Cazane de joasă temperatură* (înalt randament) caracterizate prin:

Tga= 160÷200ºC, Tretur≥ 20÷30ºC, η_n= 89÷92 %.

-*Cazane cu recuperarea căldurii latente* (cazane în condensație) caracterizate prin:

Tga= 50÷80ºC, Tretur: fără limite, η_n= 92÷94%.

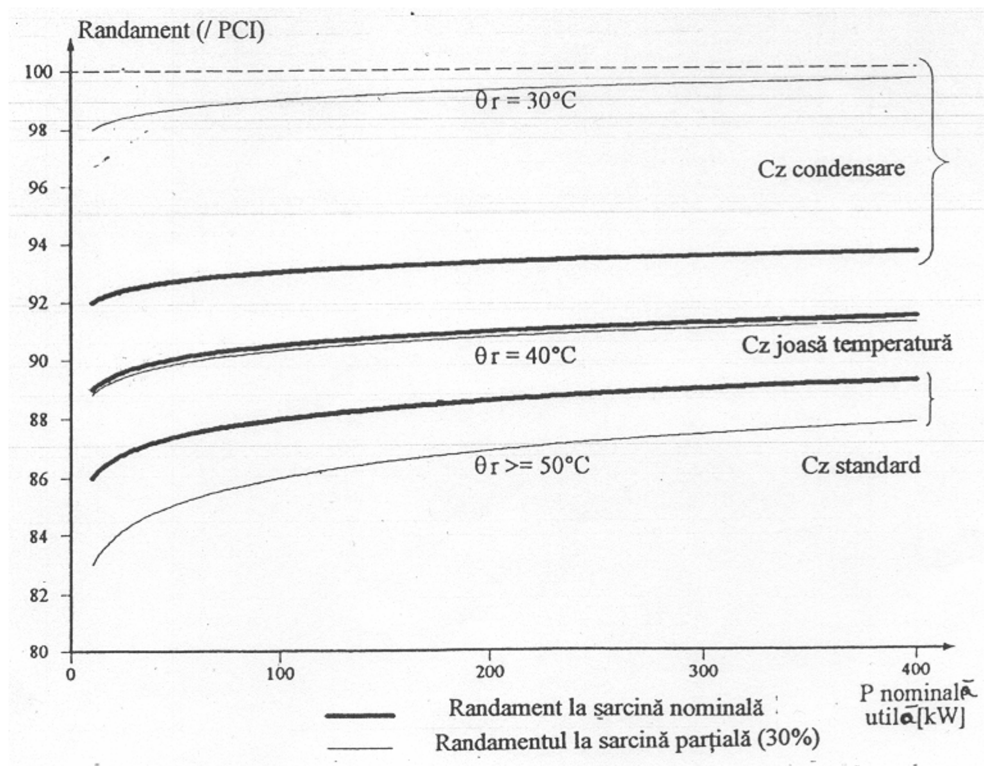


Figura 4.1.1. Performanțe ale cazanelor de apă caldă utilizate în sistemele de încălzire

Exigențe pentru utilizarea cazanelor de apă caldă

- ***Temperatura agentului termic***

-*temperatura minimă de alimentare (întoarcere)*: impusă de evitarea condensării :

20ºC –cazane din oțel inox, 25÷35ºC –cazane tip joasă temperatură din fontă, 50ºC – cazane standard din oțel, cu CLU, 60ºC –cazane standard din oțel, cu gaz natural.

-*temperatura maximă produsă (ducere)*: impusă de valoarea nominală de lucru (uzual 85÷90ºC) şi de valoarea de siguranță (110ºC)

- ***Debitul de agent termic***

-*debitul minim de irigare* : impus de evitarea vaporizării apei în cazanele cu încărcare termică mare (uzual $Q_{min} \geq Q_{nom}/3$)

-*debitul maxim de irigare* : (uzual $Q_{max} \leq 3Q_{nom}$)

- ***Presiunea agentului termic***

  -*presiunea minimă* – presostat lipsă apă

  -*presiunea maximă* – supape de siguranță

- **Calitatea agentului termic**

- pH ≥ 7,2

-TH≤ 25ºF

-rezistivitate ≥ 2000Ω/cm

-evacuarea aerului, evacuarea nămolului şi impurităților solide.

Exigențe pentru montareea şi racordarea condensatorului cazanului:

-agentul termic de irigare a condensatorului trebuie să aibă temperatura cea mai mică;

-debitul de irigare al condensatorului să fie constant şi suficient (aproximativ 1/3 din debitul nominal al cazanului)

-sistemul de încălzire să poată prelua căldura produsă în condensator (aproximativ 15% din debitul nominal al cazanului)

-creşterea temperaturii apei din condensator peste o valoare limită să poată fi prevenită, fie prin descărcarea termica în consumator, fie prin întreruperea funcționării cazanului.

4.12. Scheme de principiu pentru centralele termice cu un cazan

Sisteme cu racordare directă

■ In cazul distribuției cu debit constant, cu temperatură cerută de consumatori care corespunde cu temperatura produsă în cazan, racordarea consumatorilor se poate face direct, reglarea la consumatori fiind realizată prin reglare cantitativă locală realizată prin vane deviatoare (în repartiție) automate cu trei căi (figura 4.1.2 Cz: *cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi motorizată; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sonda de temperatură; PS: mărime presetată; prC: parametru de control pentru consumator*).

Debitele de agent termic sunt constante prin reteaua de distribuție şi prin cazan, iar temperatura de întoarcere este mare, datorită amestecului cu apa care by-pass-ează consumatorii. Aceste caracteristici sunt corespunzătoare cazanelor tip standard.

■ În cazul în care reglarea la consumatori se face prin vane cu două căi automate, debitele de agent termic prin rețeaua de distribuție sunt variabile (la limită, când toate vanele de reglare sunt închise, debitul se anulează). Pentru protecția cazanului, respectiv a pompei de circulație împotriva debitelor de irigare prea mici, se impune montarea unei supape de descărcare montată în by- pass –ul cazanului (figura 4.1.3). Această vană este dimensionată să se deschidă la o diferență de presiune ce corespunde scăderii debitului sub valoarea limită (de exemplu 1/3 din debitul nominal al cazanului); vana permite trecerea debitului necesar pentru protecția echipamentelor (figura 4.1.3 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V2C: vană de reglare cu 2 căi; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; VD: vană de descărcare; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sondă de temperatură; PS: mărime presetată; prC: parametru de control pentru reglare.*).

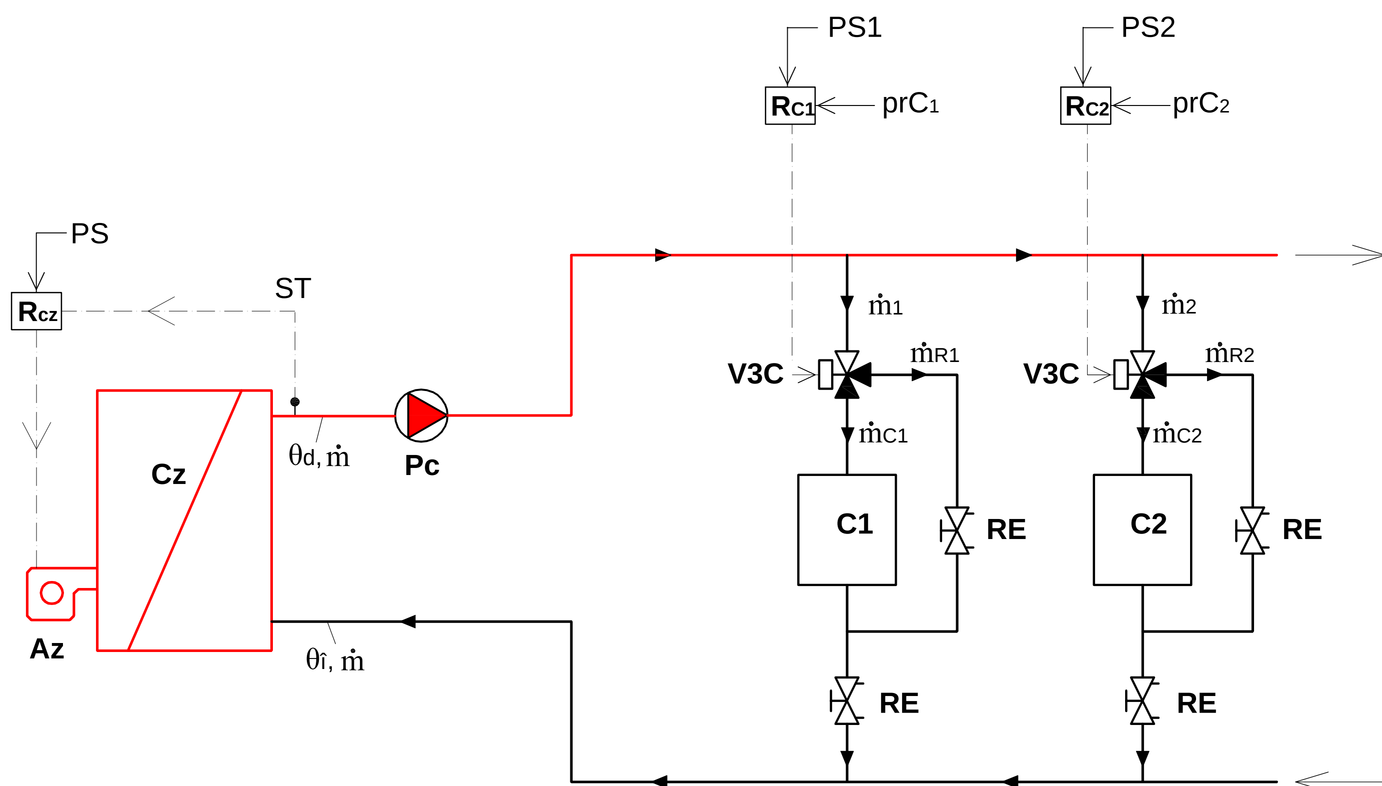


Figura 4.1.2. Schema centralei termice racordata prin distributie directa, cu temperatura constanta, cu reglare locala cu vana cu trei cai in repartitie.

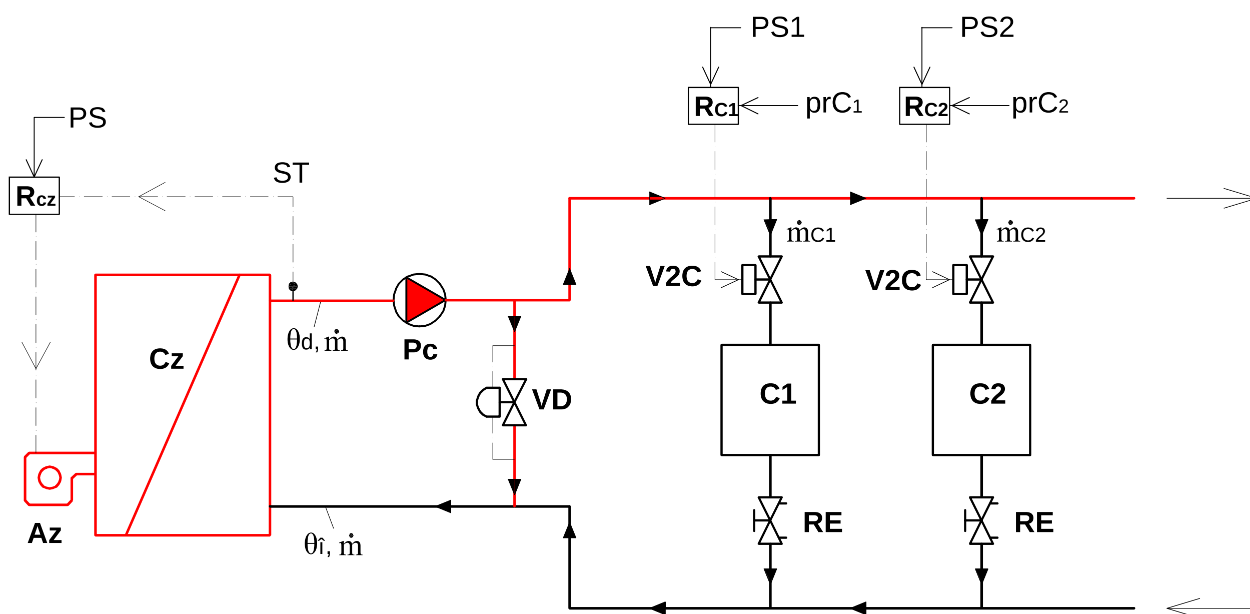


Figura 4.1.3. Schema centralei termice cu distributie directa, cu temperatura constanta, cu reglare locala cu vana cu doua cai si protectie cu vana de descarcare.

■ Pentru distribuția cu debit constant şi temperatură de plecare variabilă, funcție de temperatura aerului exterior (reglare calitativă centrală), se poate utiliza schema din figura 4.1.4, în care cazanul prepară agent termic direct la temperatura cerută de consumatorii de încălzire. Aceasta poate fi realizată doar prin utilizarea unui cazan de tip 'joasă temperatură' sau cu condensație (figura 4.1.4 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sonda de temperatură; PS: funcție de reglare presetată; SE: detector de temperatură aer exterior).*

■ De cele mai multe ori, pentru recuperarea aporturilor gratuite, respectiv pentru setarea unor cerințe diferite de temperatură în diversele încăperi, se impune cuplarea soluțiilor cu distribuție calitativă centrală cu reglarea locală cantitativă (de exemplu cu robinete cu termostat): aceasta impune, ca şi în schema precedentă, protecția prin supapă de descărcare (figura 4.1.5 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; R: regulator; V2C: vană de reglare cu 2 căi; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; SE: detector de temperatură aer exterior; ST: sonda de temperatură; PS: valoare de reglare presetată prC: parametru de control pentru reglare*).

In cazul în care sunt cuplați consumatori cu cerințe diferite (unul solicitând reglare calitativă, iar celalalt doar temperaturi ridicate ale agentului termic), poate fi utilizată schema din figura 4.1.6. Circuitul de temperatură variabilă (de exemplu un circuit de radiatoare) este reglat printr-o vană de amestec cu trei căi automată, amplasată pe aspirația pompei de circulație asociată circuitului respectiv: amestecul realizat în vană, între apa care provine de la cazan şi apa care se întoarce din sistem este reglat prin sistemul de comandă şi control (regulatorul climatic), în funcție de temperatura aerului exterior şi de legea de reglare presetată. Debitul de agent termic prelevat din distribuitor este variabil (0÷100%, în funcție de poziția vanei cu trei căi), în timp ce debitul în circulație spre consumatorii de încălzire este constant. Pentru ceilalți consumatori (cu reglare cantitativă locală-de exemplu un preparator de apă caldă menajeră cu acumulare)

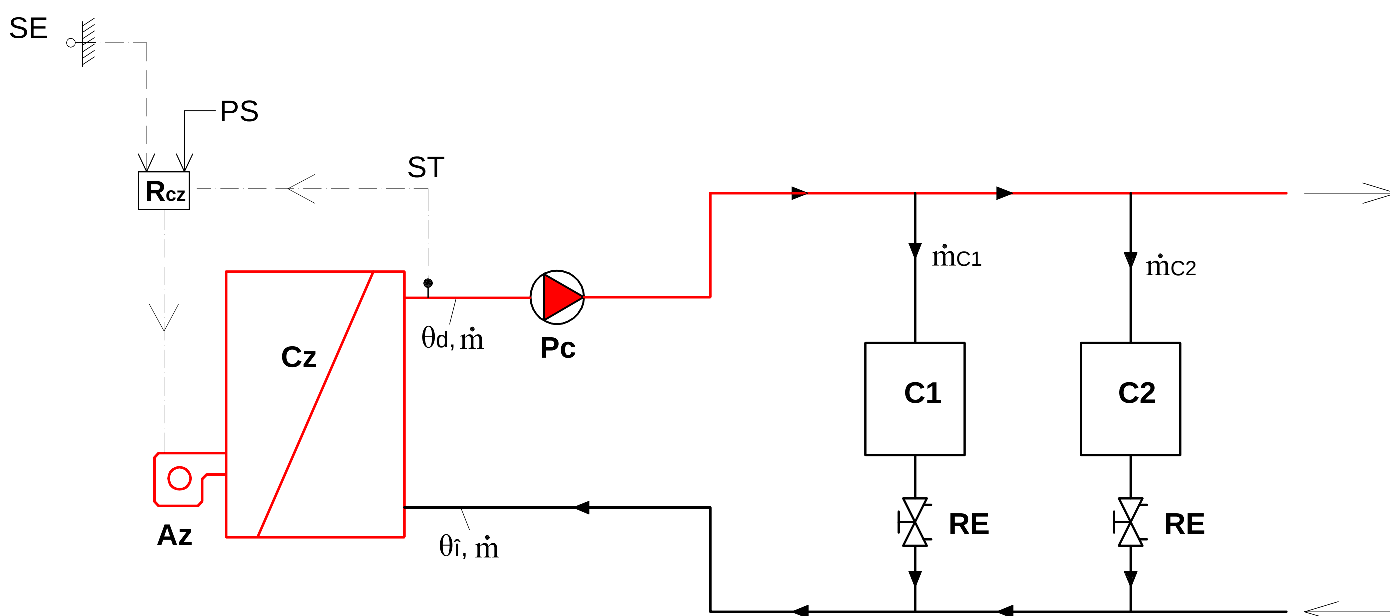


Figura 4.1.4. Schema centralei termice cu distributie directa, cu temperatura variabila reglata direct din cazan.

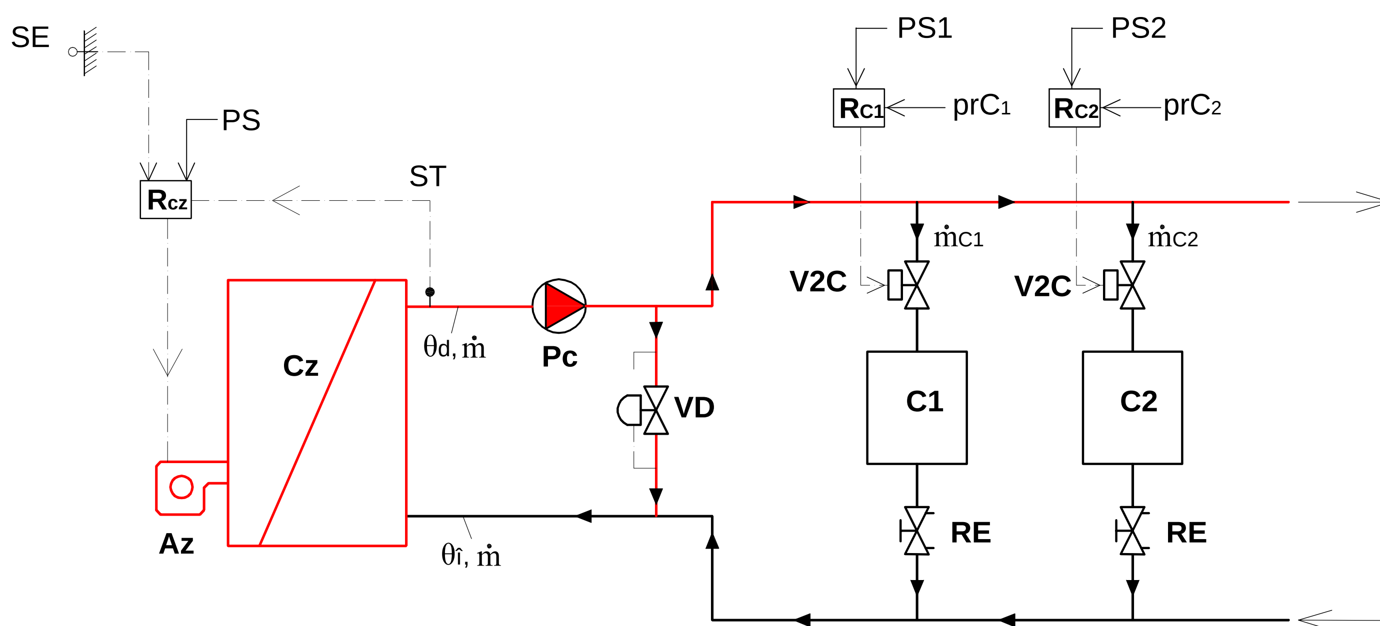


Figura 4.1.5. Schema centralei termice cu distributie directa, cu temperatura variabila reglata direct din cazan si reglare locala cu vana cu doua cai

debitul prelevat din distribuitor are două valori fixe (0 sau 100%, în funcție de regimul de funcționare). Aplicarea acestei scheme pentru un cazan clasic implică verificarea îndeplinirii, pe toată perioada de funcționare, a condițiilor necesare de debit minim de irigare, respectiv de temperatură minimă de irigare a cazanului. (figura 4.1.6: *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică ; V3C: vană de reglare cu 3 căi motorizată; D: distribuitor; C: colector; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sondă de temperatură; PS: mărime presetată; PS1: funcție de reglare presetată; prC: parametru de control pentru reglare; SE: detector de temperatură aer exterior*)

Pentru sistemele cu distribuție cu reglare calitativă centrală realizată cu o vană de amestec cu trei căi, menținerea debitului minim de irigare, respectiv a temperaturii de retur minime poate fi realizată şi prin introducerea unei pompe de recirculare pe un by-pass al cazanului (figura 4.1.7)

Pompa poate fi comandată pornind de la detectorul de debit (D), respectiv de la detectorul de temperatură de retur. Pompa preia un debit de agent termic de pe conducta de ducere a cazanului, pe care îl introduce în conducta de retur. Aceasta pompă este dimensionată de obicei pentru o treime din debitul nominal prin cazan. Utilizarea acestei soluții este acceptabilă dacă perioadele în care pompa este pornită sunt mici (pentru perioadele de punere în regim a sistemului, sau pentru cele în care debitele de căldură prelevate de consumatori sunt mici). (figura 4.1.7 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompa de circulație; Pr: pompă de recirculare cazan; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sondă de temperatură; PS: mărime presetată; PS1: funcție de reglare presetată; SE: detector de temperatură aer exterior; T: termostat retur cazan; D: debitstat (flusostat)*).

O soluție economică pentru instalațiile de puteri mici constă în intercalarea unei vane cu patru căi automate pentru realizarea reglării calitative figura 4.1.8. Totuşi, această soluție poate pune în pericol cazanul (care rămâne fără circulație- cu excepția circulației gravitaționale) la debite prelevate mici(figura 4.1.8 *Cz: cazan; Az:*

Figura 4.1.6. Schema centralei termice cu distributie directa mixta.

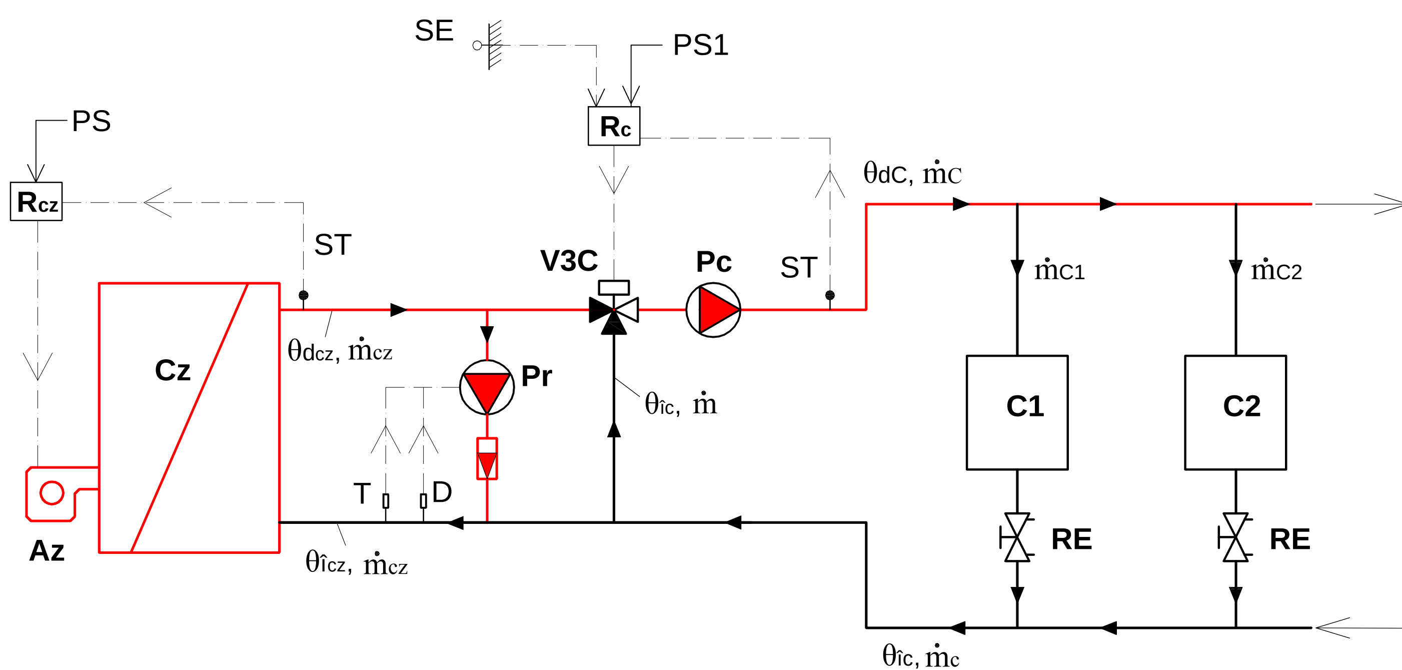


Figura 4.1.7. Schema centralei termice cu distributie directa, cu temperatura variabila reglata prin vana amestecatoare cu trei cai, cu pompa de recirculare de cazan.

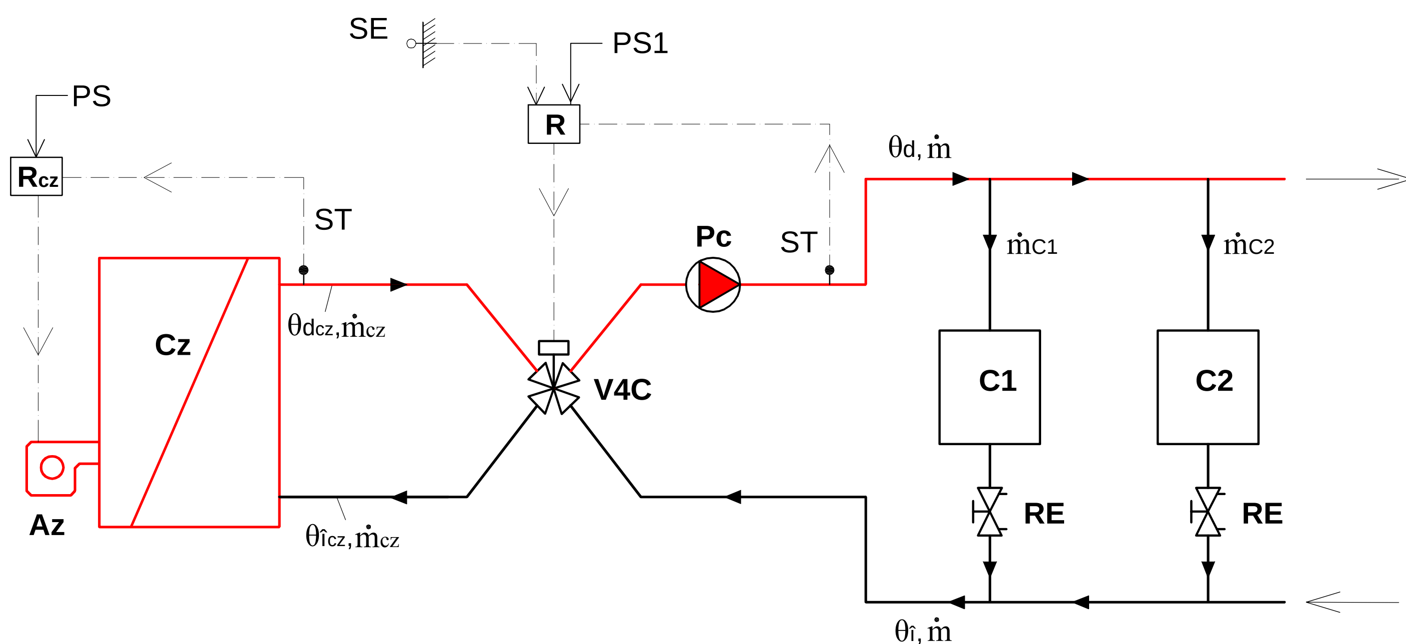


Figura 4.1.8. Schema centralei termice cu distributie directa, cu temperatura variabila reglata prin vana amestecatoare cu patru cai.

arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V4C: vană de reglare cu 4 căi; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sondă de temperatură; PS: mărime presetată; PS1: funcție de reglare presetată; SE: detector de temperatură aer exterior).

Sisteme cu racordare decuplată

În cazul în care se doreşte decuplarea regimurilor hidraulice de circulație a agentului termic din sistem (de exemplu cel din cazan față de cele din zona de distribuție şi consum), se utilizează elemente hidraulice care separă (din punct de vedere al circulației fluidului caloportor) diversele zone din sistem. Această separare necesită acțiunea mai multor pompe (câte una pe fiecare zonă delimitată de separatorul hidraulic).

In figura 4.1.9 este reprezentată schema unui sistem de încălzire la care s-a introdus, între zona cazanului şi zona de distribuție şi consum, un tronson de by-pass cu rezistență hidraulică nesemnificativă: aceasta implică montarea unei pompe suplimentare în zona cazanului, care asigură circulația agentului termic între separatorul hidraulic şi cazan (figura 4.1.9: *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; Pr: pompă de recirculare cazan; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sondă de temperatură; PS: mărime presetată; PS1: funcție de reglare presetată; SE: detector de temperatură aer exterior.*)

De cele mai multe ori, by-passul nerezistiv este înlocuit cu un separator hidraulic (sau 'butelie de decuplare hidraulică'), care are în plus şi o funcție de tablou de distribuție pentru diversele circuite, respectiv de separare şi evacuare a aerului şi a impurităților (nămolului) din agentul termic (figura 4.1.10 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompa de circulație; C: consumator; R: regulator; RE: robinet de echilibrare hidraulică ; V3C: vana de reglare cu 3 căi motorizată; CS: clapetă de sens; SH: separator hidraulic; θ: temperatura apei; m: debit de agent termic; ST: sonda de temperatură; PS: marime presetată; PS1,PS2: funcții de reglare presetate; SE: detector de temperatură aer exterior*).

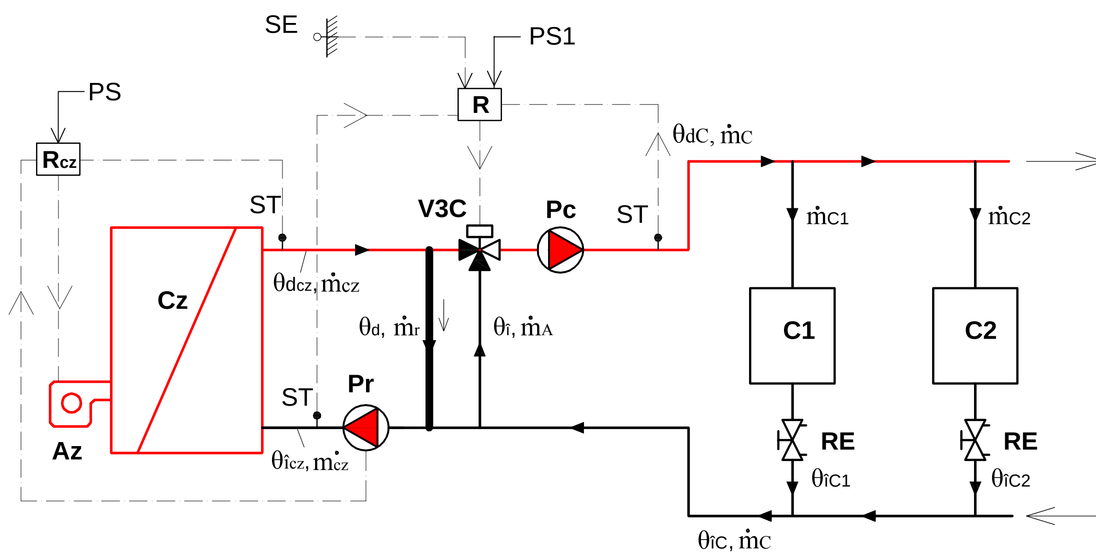


Figura 4.1.9. Schema centralei termice cu distributie decuplata, cu temperatura variabila reglata prin vana amestecatoare cu trei cai, cu by-pass nerezistiv.

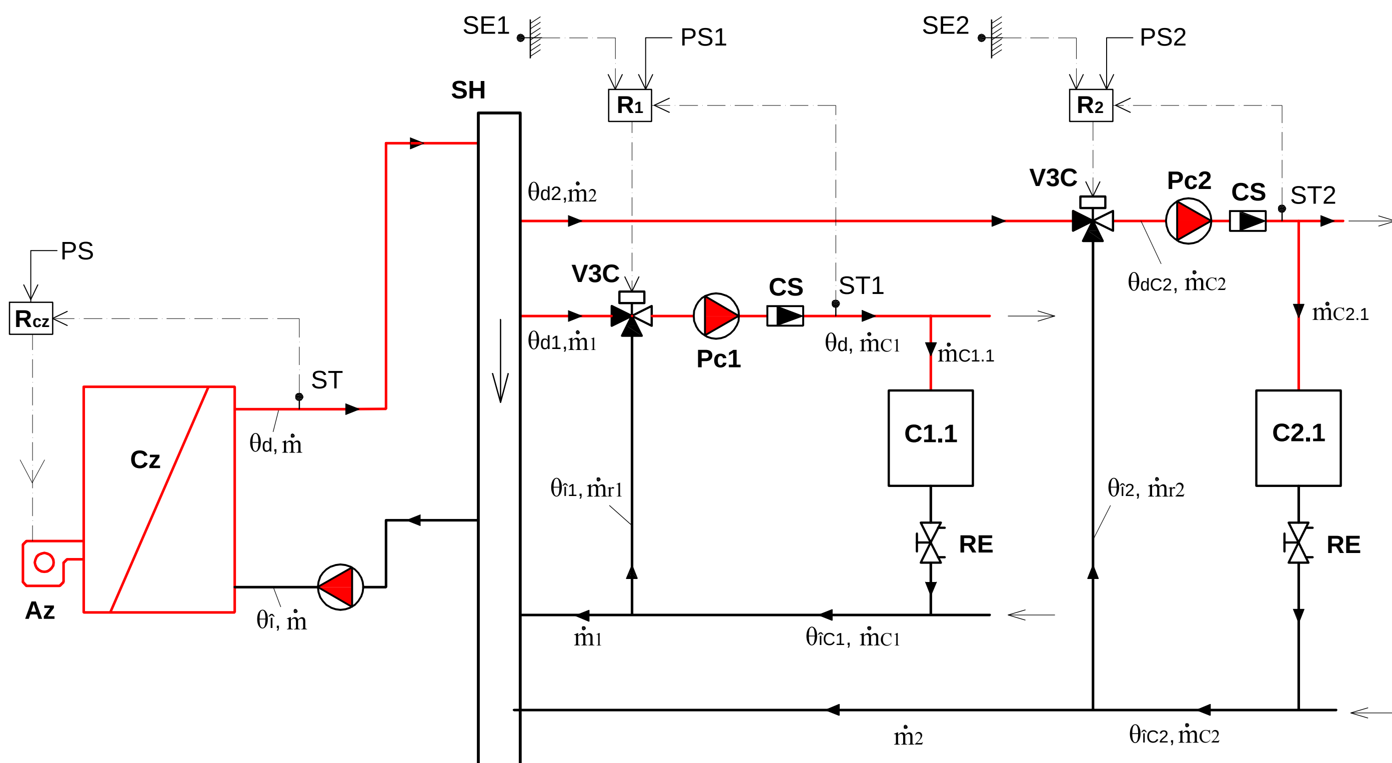


Figura 4.1.10. Schema centralei termice cu distributie decuplata, cu separator hidraulic.

Pentru ca aceste funcții să poată fi realizate, construcția separatorului (figura 4.1.11) trebuie să respecte anumite criterii dimensionale şi de viteză a fluidului ($v \approx 0{,}1$ m/s). De asemenea, buna funcționare a separatorului implică respectarea unei condiții care se referă la sistemul în care este plasat: suma debitelor din zona de producere trebuie să fie mai mare sau egală cu suma debitelor din distribuție ($m_P \geq m_{C1}+m_{C2}$). În această ipoteză, debitul de recirculare prin separator (m_R) se recirculă în zona de producere, inducând creşterea temperaturii apei la intrarea în cazan: acest efect este benefic pentru cazanele tip standard, sensibile la temperatură de retur prea scăzută (anumite sisteme de reglare automată sunt concepute pentru posibilitatea protecției cazanelor la retururi reci prin gestionarea debitului m_R). În cazul cazanelor cu condensare (cu recuperatorul racordat în serie cu cazanul), această încălzire suplimentară a retururilor nu mai este favorabilă (temperatura irigare a recuperatorului fiind critică pentru producerea condensării).

Racordarea circuitelor direct în separatorul hidraulic conduce la realizarea decuplării hidraulice (din punct de vedere al circulației agentului termic). Astfel, pe lângă decuplarea între zona de producere şi cea de distribuție, apare şi decuplarea dintre circuitele în paralel racordate în separator şi astfel influența reciprocă între pompele racordate în paralel este anulată.

Pentru un număr mai mare de circuite, separatorul hidraulic vertical poate să rezulte cu o înălțime prea mare, de aceea acesta poate fi înlocuit cu un separator în forma de U (figura 4.1.12 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi motorizată; SH: separator hidraulic; CS: clapetă de sens*), de S sau chiar cu un separator orizontal (figura 4.1.13 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi motorizată; SH: separator hidraulic; CS: clapetă de sens*). Se mai poate de asemenea utiliza soluția în care distribuitorul şi colectorul sunt racordate direct în separatorul hidraulic (figura 4.1.14 *Cz: cazan; Az: arzător; Pc: pompă de circulație; C: consumator; V3C: vană de reglare cu 3 căi motorizată; SH: separator hidraulic; D: distribuitor; C: colector; CS: clapetă de sens*).

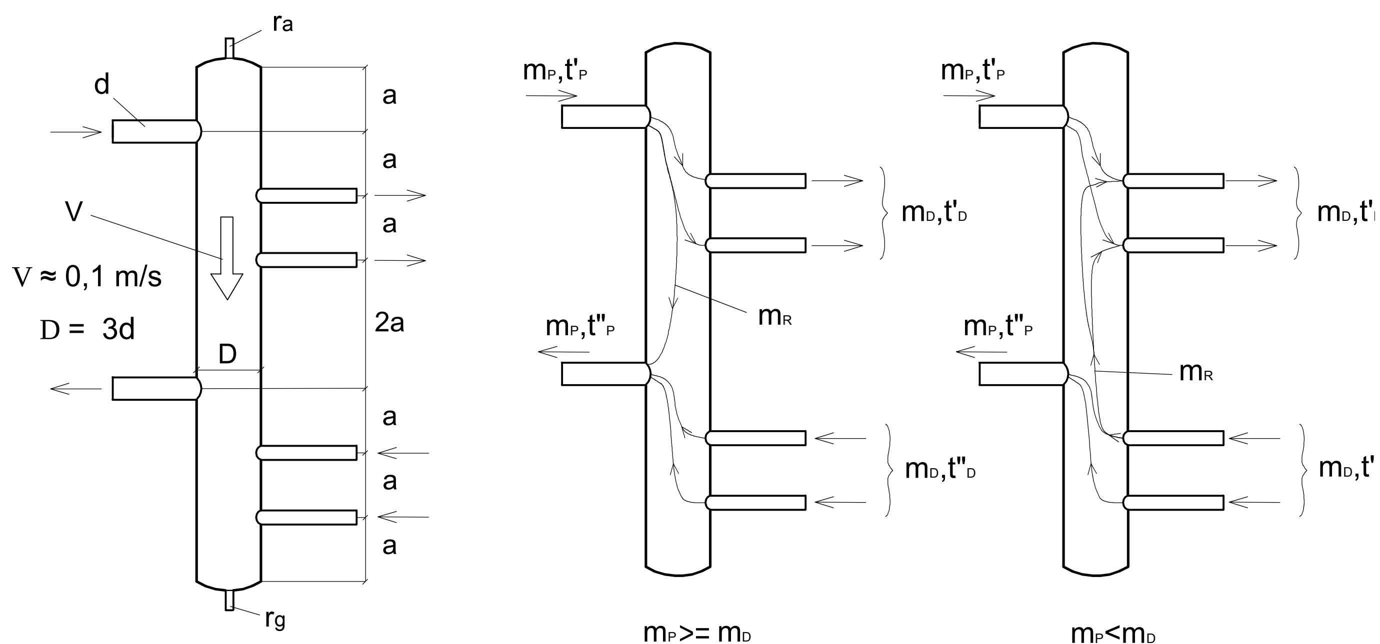


Figura 4.1.11. Caracteristici constructive si functionale pentru separatorul hidraulic.

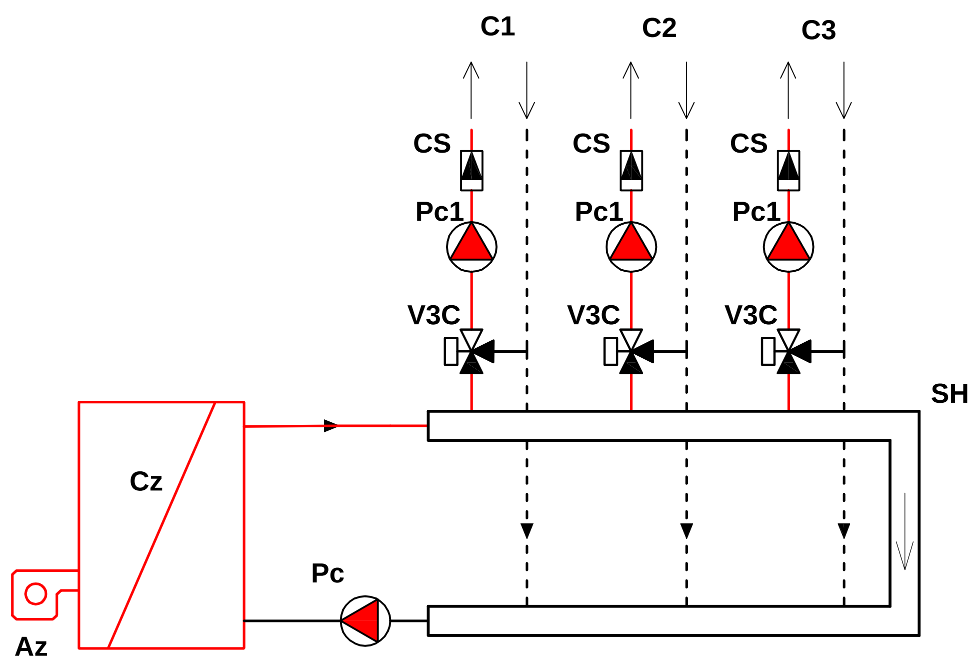


Figura 4.1.12. Racordarea prin separator hidraulic in forma de U.

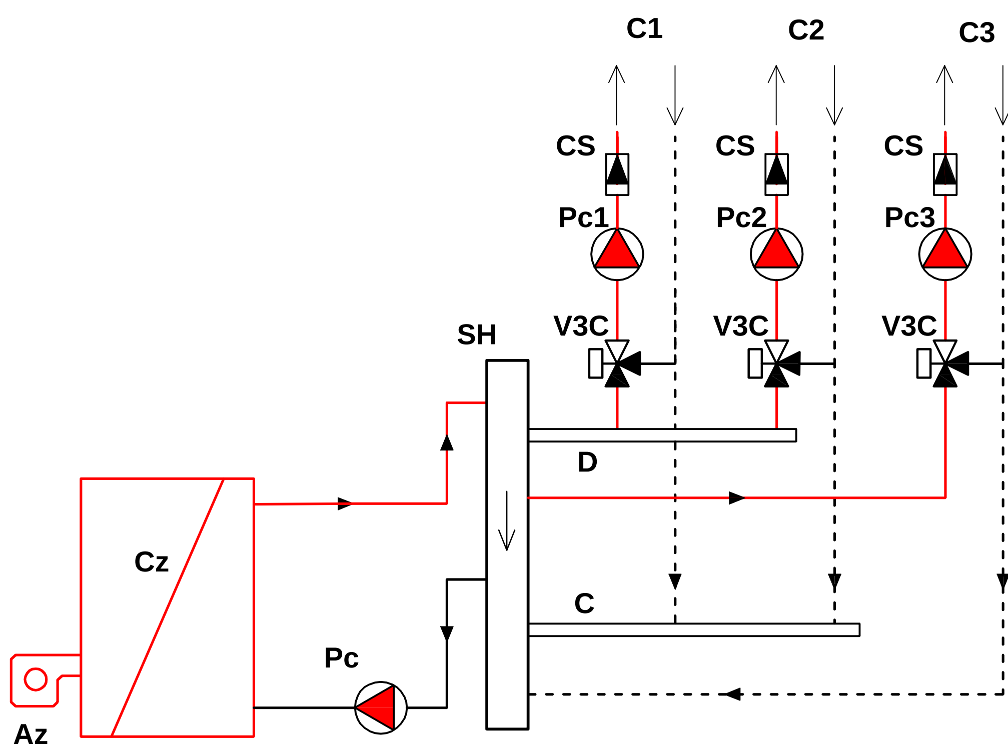


Figura 4.1.13. Racordarea prin separator hidraulic si distribuitor colector.

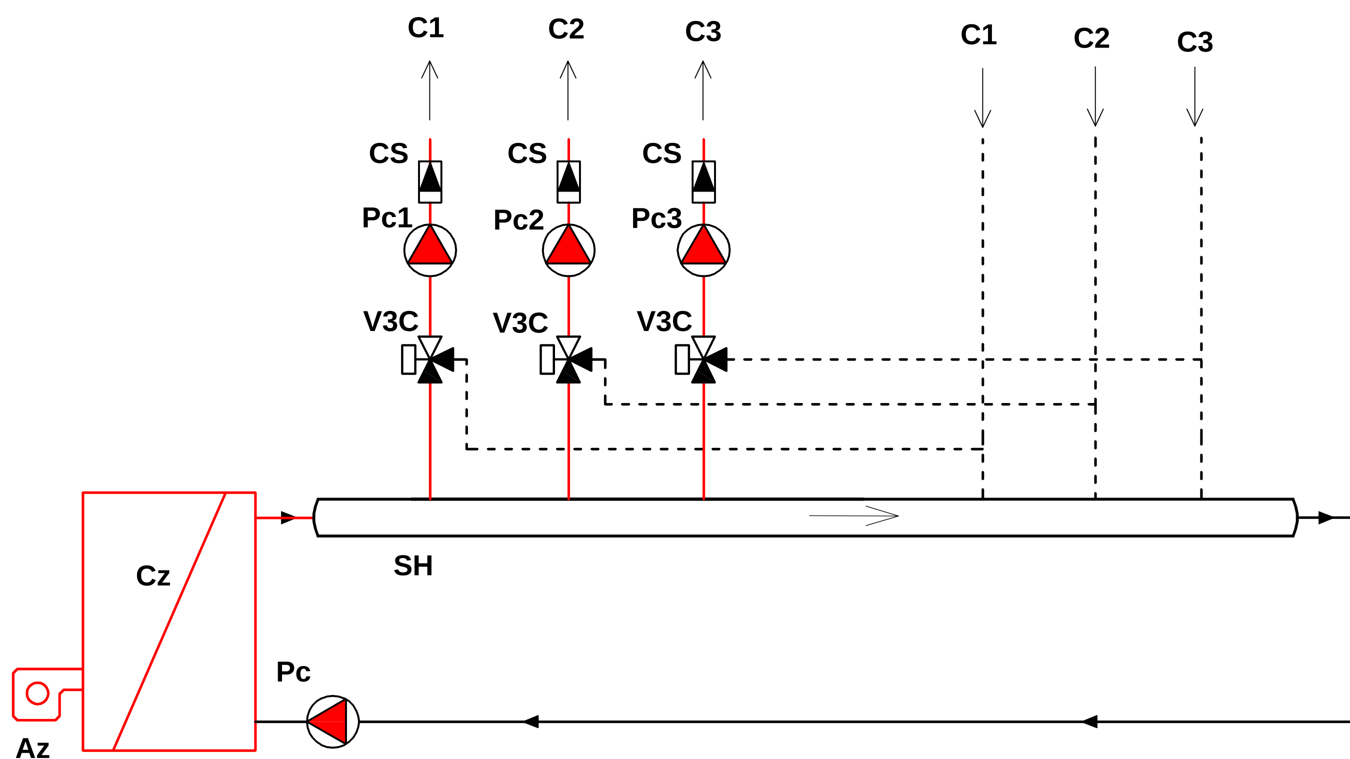


Figura 4.1.14. Racordarea prin separator hidraulic orizontal.

4.1.3 Scheme de reglare automată pentru centralele termice cu un cazan.

În centralele termice cu un singur cazan există mai multe niveluri de reglare posibile:

◙ reglarea la nivelul cazanului (asigurată din furnitura cazanului, respectiv a arzătorului): aceasta se referă la reglarea temperaturii apei produse de cazan, respectiv la protecția internă a cazanului (la depăşirea temperaturii limită superioare, la apariția deficiențelor în evacuarea gazelor arse, la lipsa de combustibil, la lipsa presiunii apei, etc.).

◙ menținerea condițiilor normale de funcționare (protecția la temperatura de retur prea mică, protecția la debite de irigare prea mici, etc.). Acestea sunt realizate prin dispozitive prevăzute în concepția sistemului în care este integrat cazanul.

◙. reglarea la nivelul parametrilor agentului termic trimis spre consumatori (realizată prin regulatoare speciale care comandă asupra organelor de execuție- vane, pompe- sau direct asupra cazanului).

Reglarea automată a temperaturii apei preparate de cazan poate fi făcută prin acțiunea regulatorului de cazan (regulator cu presetare manuală sau automată a temperaturii apei).

Reglarea parametrilor agentului termic trimis spre consumatori se poate realiza direct din cazan (dacă acesta permite obținerea parametrilor necesari), sau prin intermediul organelor de reglare (vane amestecătoare, vane deviatoare, pompe) comandate de controllere separate.

Cazanele cu presetare manuală a temperaturii apei preparate sunt cazane de puteri mici, sensibile la retururi reci, cu arzătoare într-o treaptă (comandă tot-nimic). Cazanele sunt utilizate pentru a prepara agent termic cu temperaturi apropiate de regimul nominal, reglarea parametrilor necesari la consumatori realizându-se prin regulatoare separate, prin amestec în vane cu trei sau patru căi (fig. 4.1.15). Schema este alcătuită din:

Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; c1: consumator încălzire 1, c2: consumator încălzire 2; Pc1: pompă circulație pentru c1; Pc2: pompă circulație pentru c2; Pr: pompă de

recirculare cazan;T: termostat retur cazan; D: debistat (flusostat); Rc: regulator cazan; Rc1: regulator c1; Rc2: regulator c2; V3C: vană amestecătoare cu trei căi motorizată; Se: detector de temperatură aer exterior, Sd1: detector de temperatură agent termic ducere pentru c2; Sd2: detector de temperatură ducere agent termic pentru c2; S3: detector de temperatură circuit 3 (de ex a ACC din boiler); θe: temperatura aerului exterior ; θ_N*: temperatură nominală a apei din cazan;* θ_{dC}*: temperatura apei la plecare din cazan;*θ_{d1}*: temperatura de ducere a agentului termic pentru c1;* θ_{d2}*: temperatura de ducere a agentului termic pentru c2;* θ_{d3}*: temperatura de ducere a agentului termic pentru c3;* θ_{r1}*: temperatura de întoarcere a agentului termic din c1;* θ_{r2}*: temperatura de întoarcere a agentului termic din c2;* θ_{r3}*: temperatura de întoarcere a agentului termic din c3; PSc: valoarea presetata de utilizator pentru* θ_{dC}*; PS3: valoarea presetată pentru c3; f: funcție de reglare.*

Cazanele cu selectare automată a temperaturii agentului termic în funcție de cerințele consumatorului de încălzire sunt cazane care rezistă la retururi reci şi au o automatizare complexă, care integrează regulatoare pentru pilotarea arzătorului în temperatură variabilă (fig. 4.1.16). Automatizarea acestora include şi regulatoare climatice pentru stabilirea temperaturii necesare a agentului termic produs de cazan (în funcție de exterior), precum şi regulatoare pentru comanda automată a unor circuite hidraulice racordate la cazan (circuite de încălzire – prin acțiune asupra vanelor amestecătoare; circuite de preparare ACC şi de recirculare ACC- prin acțiune asupra pompelor respective etc.). Cazanele sunt de tip joasă temperatură sau cu recuperator-condensator. Protecția la debite de irigare prea mici este realizată fie direct din automatizarea cazanului, fie prin bucle de reglare separate.

Modul de lucru este determinat de tipul de conducere utilizat: ►funcționare cu prioritate pentru prepararea de apă caldă de consum sau ►funcționare fără prioritate (cu livrare concomitentă).

►*In modul de lucru cu prioritate*, sistemul de reglare automată comută între două mărimi reglate (temperatura ACC, respectiv temperatura agentului termic de încălzire) în funcție de regimul de funcționare cerut (preparare ACC sau încălzire), acordând prioritate preparării de ACC.

Figura 4.1.15. Reglarea automata a centralelor termice cu un cazan. Cazul cazanelor cu presetare manuala a temperaturii de ducere, cu reglare calitativ centralizata pe circuitele de incalzire si reglare cantitativ centralizata pentru preparareaACC, cu protectie la temperatura si debit de irigare prea mici.

Figura 4.1.16. Reglarea automata a centralelor termice cu un cazan. Cazul cazanelor cu presetare automata a temperaturii de ducere, cu reglare cantitativ centralizata pentru fiecare circuit de incalzire si de prepararea ACC.

De fiecare dată când există cerință pentru ACC, SRA comută întreg sistemul în mod ’preparare ACC’: mărimea de reglare devine temperatura apei calde produsă de sistem, mărimea reglantă devine debitul de agent termic primar ce trece prin preparatorul de ACC (în cazul preparatoarelor cu acumulare, în condițiile în care temperatura agentului termic produs de cazan este la valoarea maximă, pentru micşorarea timpului de încărcare), respectiv temperatura agentului termic produs de cazan ce trece prin preparatorul de ACC (în cazul schimbătoarelor de căldură fără acumulare, în condițiile în care debitul de agent termic primar este constant). Atunci când nu există cerere de ACC, şi dacă există cerere de agent termic pentru încălzire, SRA comută sistemul în mod ’încălzire’: mărimea de reglare devine temperatura agentului termic trimis în sistemul de încălzire, mărimea reglantă devine puterea livrată de arzător (pentru cazanele cu temperatură variabilă) sau debitul de agent termic primar preluat din cazan de vana amestecătoare cu trei căi (pentru cazanele standard).

Acest sistem de conducere a proceselor poate fi utilizat dacă perioadele de funcționare în mod preparare ACC sunt suficient de mici astfel încât condițiile de temperatură din încăperi să nu fie inadmisibil degradate (de exemplu la aplicații în care perioadele de preparare a ACC sunt mici, iar viteza de răcire a încăperilor la întreruperea alimentării cu căldură este mică). Puterea termică necesară a cazanului este mai mică (egală cu maximul dintre puterea nominală de încălzire şi puterea nominală pentru prepararea de ACC).

►*In modul de lucru ’livrare fără prioritate’*, cazanul va produce agent termic la temperatura cea mai mare dintre cele cerute de consumatorii aflați în funcționare. Reglarea temperaturii de livrare pentru restul consumatorilor (cu cerințe mai mici) se face prin amestec în vane de reglare cu trei căi sau vane cu trei căi şi by-pass (pentru sistemele radiative de temperatură joasă). Puterea termică a cazanului trebuie să acopere cerințele simultane ale consumatorilor .

În zona de preparare şi de distribuție, reglarea parametrilor agentului termic se face ca *reglare calitativă centrală* (temperatura agentului termic trimis la consumatori este o funcție de solicitările mediului exterior, după legi de reglare ce iau în considerare tipul consumatorilor şi caracteristicile zonelor alimentate). Această

reglare calitativă centrală este realizată la un nivel superior (cu până la 5°C) faţă de valoarea determinată prin graficul de reglare (corelaţia temperatură exterioară-temperatură a agentului termic ce pleacă spre reţeaua de consumatori) astfel încât să se poată satisface majoritatea exigenţelor, urmând ca în zona de distribuţie, respectiv în zonele de consum, să se realizeze reglarea finală a parametrilor, fie prin dispozitive de amestec (reglare calitativă locală sau zonală), fie prin vane automate cu 2 sau 3 căi- în repartiţie (reglare cantitativă locală).

In sistemele mici de încălzire pot fi utilizate sisteme de reglare simple (de exemplu cu *regulatoare bipoziţionale)* care conduc la rezultate bune atât la nivelul condiţiilor obţinute cât şi la nivel de consumuri.

Pentru apartamente sau case de mici dimensiuni, practic fără diferenţe de regim termic între încăperi, se poate considera o singura zonă de reglare (toate încăperile au acelaşi regim termic). Sistemul este alcătuit dintr-o sursă termică primară, o reţea de distribuţie comună şi consumatori (aparatele terminale).

Cele mai utilizate sisteme de reglare pentru aceste cazuri sunt cele în care un termostat de ambianţă (cu valoare prescrisă fixă sau variabilă după program), amplasat într-o încăpere reprezentativă pentru totalitatea apartamentului (de obicei o încăpere utilizată un timp îndelungat, cu pierderile de căldură cele mai mari –sau care se răceşte cel mai rapid-, fără aporturi semnificative de căldură –de la soare, şeminee, etc.), acţionează prin comenzi pornit- oprit asupra arzătorului cazanului sau asupra pompei de circulaţie pentru menţinerea temperaturii aerului la valoarea presetată de utilizator; valoarea temperaturii apei produsă de cazan este prestabilită de utilizator, prin intermediul termostatului de cazan. Se stabilesc astfel cicluri de funcţionare ale arzătorului (funcţie de semnul diferenţei între temperatura aerului măsurată de detectorul termostatului de ambianţă şi valoarea prescrisă introdusă de utilizator), prin care se ajustează debitele de căldură introduse în încăperi, pentru compensarea pierderilor către exterior. Acţiunea reglării centralizate a regulatoarelor bipoziţionale poate fi dublată de acţiunea robinetelor termostatice montate pe aparatele terminale. Economia energetică realizată faţă de sistemele cu reglare manuală este de aproximativ 10%÷15%.

Pentru clădiri de dimensiuni mai mari, pentru care sistemul de încălzire

centrală este de tip colectiv (sursa primară şi reţeaua de distribuţie sunt comune), se utilizează regulatoare cu *acţiune progresivă,* în funcţie de exterior, care acţionează prin modificarea temperaturii agentului termic trimis la corpurile de încălzire. Acest mod de reglare calitativ-centralizat conduce la oscilaţii mici ale mărimii reglate (temperatura aerului interior), economia energetică estimată faţă de un sistem cu acţiune tot-nimic asupra arzătorului fiind de aproximativ 7%. Pentru diferenţierea între zone, respectiv pentru recuperarea aporturilor gratuite, se utilizează în plus echipamente locale de reglare cantitativă montate la aparatele terminale (robinete cu reglaj termostatic) (fig. 4.1.17 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; Pc: pompă circulaţie încălzire; CI: corp de încălzire; R: regulator climatic; Rc: regulator cazan; Rt: regulator termostatic; Rr: robinet reglare debit; Se: detector de temperatură aer exterior, Si: detector de temperatură aer interior; θe: temperatura aerului exterior ; θa: temperatura aerului interior ;θdC: temperatura de ducere a apei din cazan; PS: valoarea presetată pentru temperatura aerului interior; f: funcţie de reglare*).

În sistemele de încălzire pentru clădiri mari, cu zone care au programe de utilizare diferite (programul de ocupare, valoarea temperaturilor setate, etc.), respectiv sarcini cu evoluţie foarte diferită (expunere diferită la radiaţia solară, inerţie termică foarte diferită), modul de reglare utilizat depinde de modul în care sistemul hidraulic a fost conceput: astfel, dacă fiecare zonă a sistemului de încălzire (definită de parametri asemănători) este alimentată de o reţea de distribuţie distinctă, atunci se poate utiliza reglarea calitativ- centralizată pentru fiecare zonă (reglarea temperaturii de plecare a agentului termic pentru fiecare zonă este calculată în funcţie de valoarea temperaturii aerului exterior şi eventual cu o corecţie de temperatură pentru aerul interior dintr-o încăpere reprezentativă a zonei respective): aceasta implică câte un regulator distinct, cu acţiune asupra unei vane cu trei căi amestecătoare, pentru fiecare zonă (fig. 4.1.18 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; Pc1: pompă circulaţie încălzire circuit 1; Pc2: pompă circulaţie încălzire circuit 2; V3C: vană de reglare amestecătoare cu trei căi; CI: corp de încălzire; Rc: regulator cazan;*

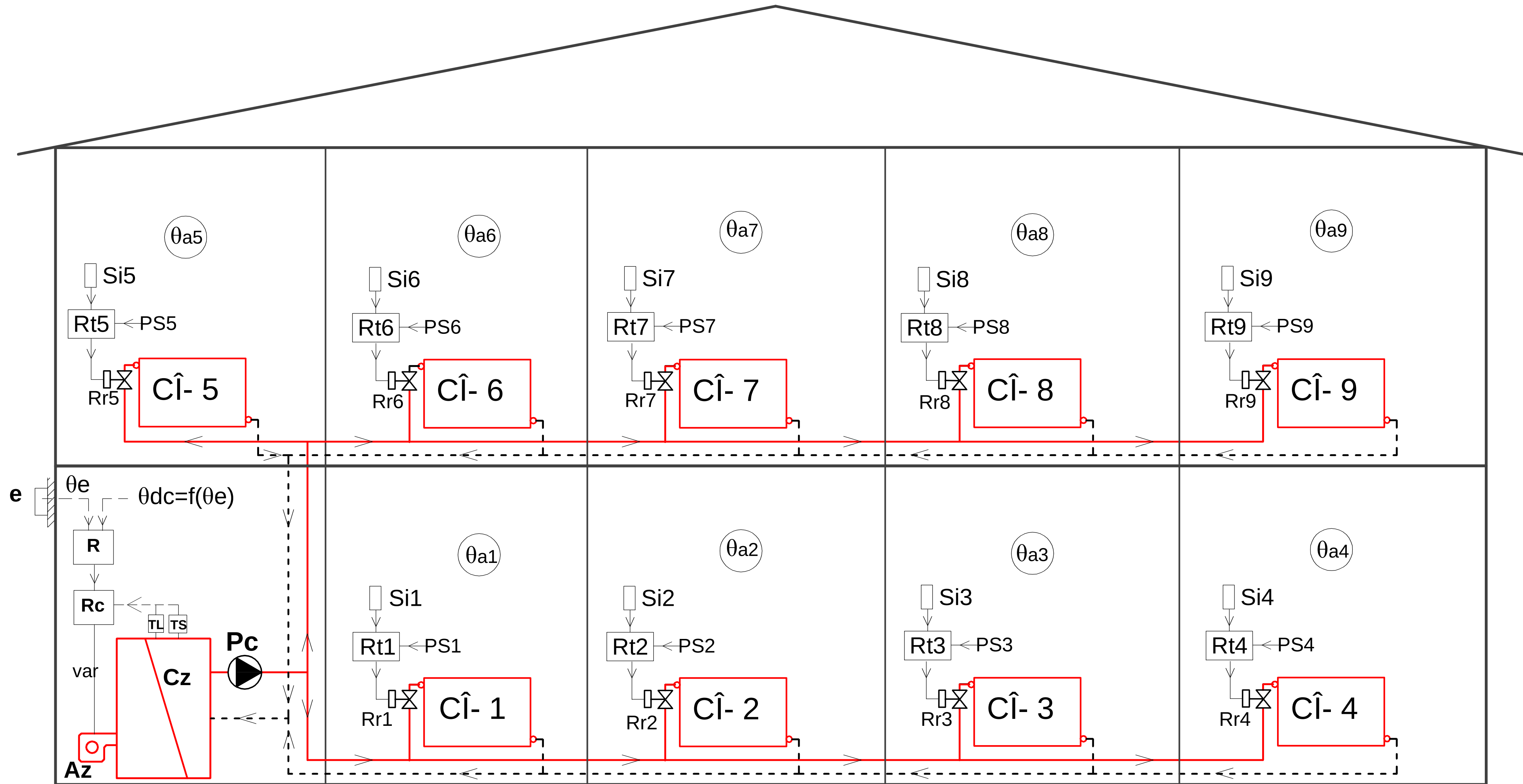


Figura 4.1.17. Reglarea automata a sistemelor de incalzire cu mai multe zone de reglare: cazul cazanelor cu presetare automata a temperaturii de ducere, cu reglare calitativa centrala si robinete cu reglaj termostatic.

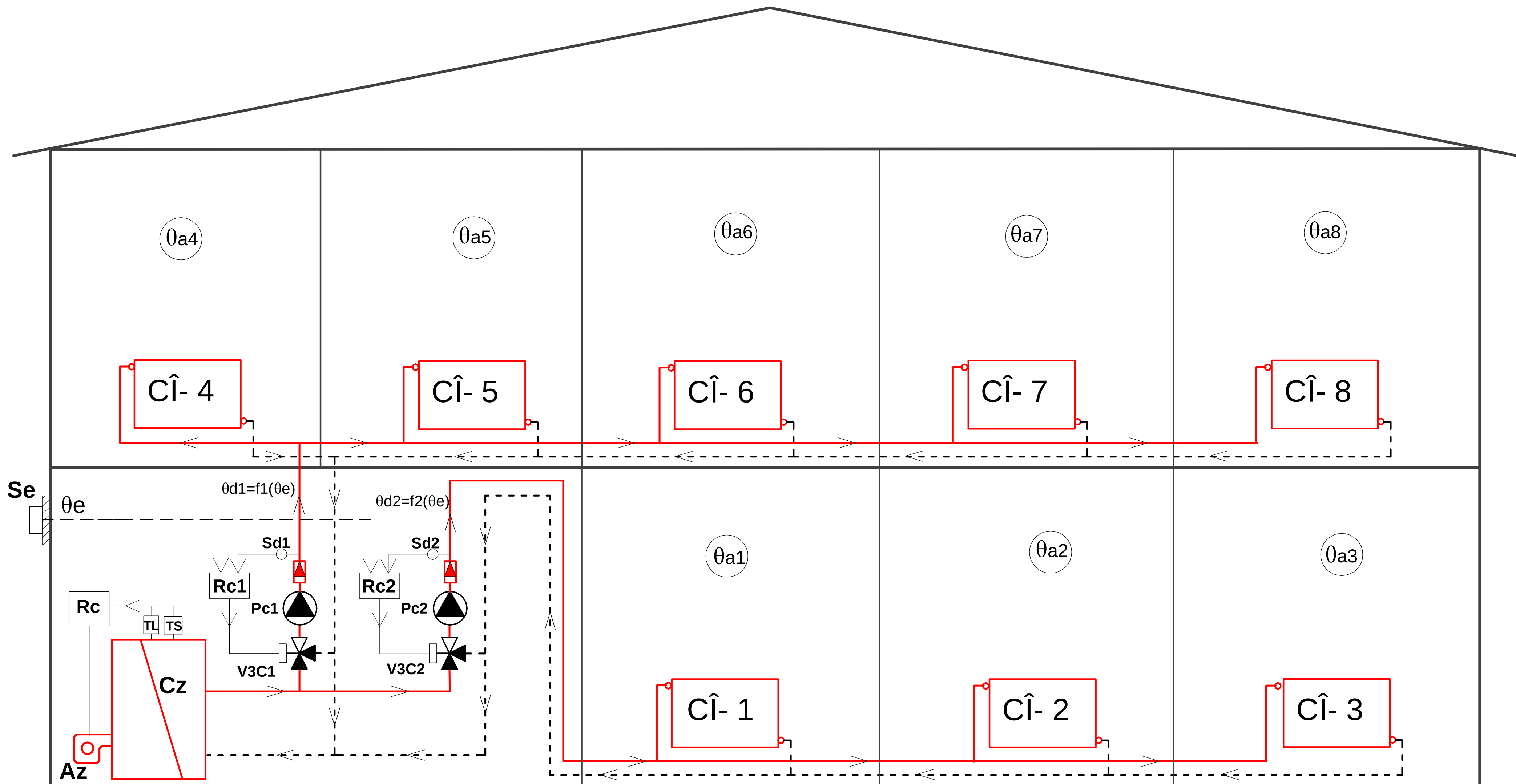


Figura 4.1.18. Reglarea automata a sistemelor de incalzire cu mai multe zone de reglare: cazul reglarii calitative centrale pentru fiecare circuit.

Rc1: regulator circuit 1; Rc2: regulator circuit 2; Se: detector de temperatură aer exterior; θe: temperatura aerului exterior ; θa: temperatura aerului interior ;θd1: temperatura de ducere a apei pe circuitul 1; θd2: temperatura de ducere a apei pe circuitul 2; f: funcție de reglare).

Mărimea de intrare pentru aceste regulatoare poate fi:

◙temperatura aerului exterior,

◙temperatura aerului exterior cu compensare funcție de temperatura aerului interior,

◙temperatura aerului interior (dintr-o încăpere reprezentativă),

◙temperatura aerului interior cu compensare funcție de temperatura aerului exterior.

În cazul zonelor pentru care influența radiației solare este semnificativă, se prevăd şi sonde pentru însorire, al căror efect intervine în calculul realizat de regulatorul climatic. Sistemul prezentat oferă avantajul unei reglări foarte bune, cu variații mici ale temperaturii controlate datorită irigării permanente a corpurilor de încălzire.

Acest sistem de reglare poate fi însoțit şi de o reglare locală prin termostate cu acțiune asupra aparatelor terminale (ca în figura 4.1.17), pentru recuperarea aporturilor gratuite şi realizarea diferențierii între încăperile din aceeaşi zonă.

O altă variantă de reglare în cazul zonării sistemului de încălzire este reprezentată de reglarea calitativ-centralizată realizată pentru tot sistemul de încălzire (direct din cazan sau printr-o vană de reglare amestecătoare), diferențierea pe zone realizându-se prin reglare cantitativă centrală (reglare ”tot –nimic” aspra pompei de circulație de zonă, realizată printr-un termostat de ambianță plasat într-o încăpere reprezentativă din zona respectivă) (fig. 4.1.16), asociată cu reglare cantitativă locală prin robinete termostatice. Față de sistemul precedent, variațiile de temperatură ale aerului interior sunt mai mari, însă costurile de investiție sunt mai mici.

Aceste sisteme cu complexitate mai mare pot realiza economii energetice mari în condițiile în care diferitele zone ale clădirii sunt utilizate diferit, datorită destinației zonelor respective.

4.2 Centrale termice cu mai multe cazane.

4.2.1 Necesitatea cuplării cazanelor în paralel şi exigențe pentru cuplarea cazanelor în paralel

Racordarea cazanelor în paralel este necesară pentru:

-acoperirea curbelor de sarcină cu performanțe (viteză, randament) optime;

-rezervă de putere în caz de avarie.

Prescripții pentru racordarea mai multor cazane de apă caldă în paralel

- *Funcționarea cazanelor în cascadă* se face prin pilotarea funcționării cazanelor la sarcini termice care conduc la randamente superioare (cazanele standard la sarcini apropiate de sarcinile nominale, iar cazanele cu recuperare- pe întreaga plajă de sarcini termice).
- *Asigurarea repartizării corecte a debitelor de agent termic între cazane şi întreruperea circulației în cazanele neutilizate*: aceasta cerință este îndeplinită prin:

  -irigarea cazanelor identice cu debite echivalente, în plaja recomandată;

  -irigarea recuperatorului-condensator cu agent termic cu temperatura cea mai scăzută;

  -micşorarea pierderilor la oprire prin întreruperea circulației agentului termic prin cazan, cu ajutorul elementelor de tip vană cu trei căi, vană cu două căi sau direct asupra pompei de cazan şi a clapetei de sens asociate.
- *Uniformizarea perioadelor de utilizare petru cazane de acelaşi tip şi utilizarea preponderentă a cazanelor cu randament ridicat*.

  In cazul conducerii proceselor în 'cascadă tradițională', se urmăreşte obținerea unor perioade aproximativ egale de utilizare a cazanelor în sezonul de încălzire;

  In cazul unei baterii de cazane cu condensație, modul de conducere urmăreşte de asemenea obținerea unor perioade aproximativ egale de utilizare a cazanelor, însă în condițiile limitării temperaturii de plecare pentru obținerea condensării.

Pentru centralele termice mixte, modul de conducere a proceselor termice urmăreşte privilegierea funcționării cazanului de înalt randament, care va prelua sarcinile variabile (cu randamente ridicate), în timp ce cazanele standard sunt puse în funcțiune doar la sarcini nominale (pentru care şi randamentele acestor cazane sunt bune).

Creşterea eficienței conducerii bateriei de cazane:

Aceasta cerință poate fi realizată prin câteva masuri aplicate prin sistemul de comandă şi control al centralei termice, în corelare cu elementele de execuție cu care centrala este dotată:

- *Controlul funcționării cazanelor prin temperatura apei la intrarea în bateria de cazane*, care conduce la o funcționare în funcție de consumul de căldură de la consumatori şi care permite economii energetice datorită temperaturii medii mai mici a cazanului în perioadele de oprire.
- *Temporizarea intrării în funcționare a cazanelor*, în scopul evitării pornirilor inutile ale cazanelor (atunci când cerința este de foarte scurtă durată sau când sistemul de automatizare este influențat de fenomene tranzitorii).
- *Temporizarea anulării debitului de agent termic la ieşirea din funcționare a unui cazan*, care are drept scop ●evitarea creşterii temperaturii apei din cazan la oprirea brusca a irigării acestuia şi de asemenea ●pentru recuperarea căldurii în exces din focar de către agentul termic in circulație.

4.2.2 Scheme de principiu pentru centrale termice cu mai multe cazane

Scheme de racordare hidraulică

Racordarea hidraulică a cazanelor trebuie să urmărească realizarea condițiilor de repartiție corectă a debitelor între cazane. Această cerință se realizează prin prevederea unor circuite hidraulice echilibrate hidraulic, fie prin alegerea corespunzătoare a diametrelor, fie prin instalarea unor dispozitive de echilibrare hidraulică speciale. Prima metodă (figura 4.2.1-A) se referă la racordarea cazanelor prin distribuitor şi colector de

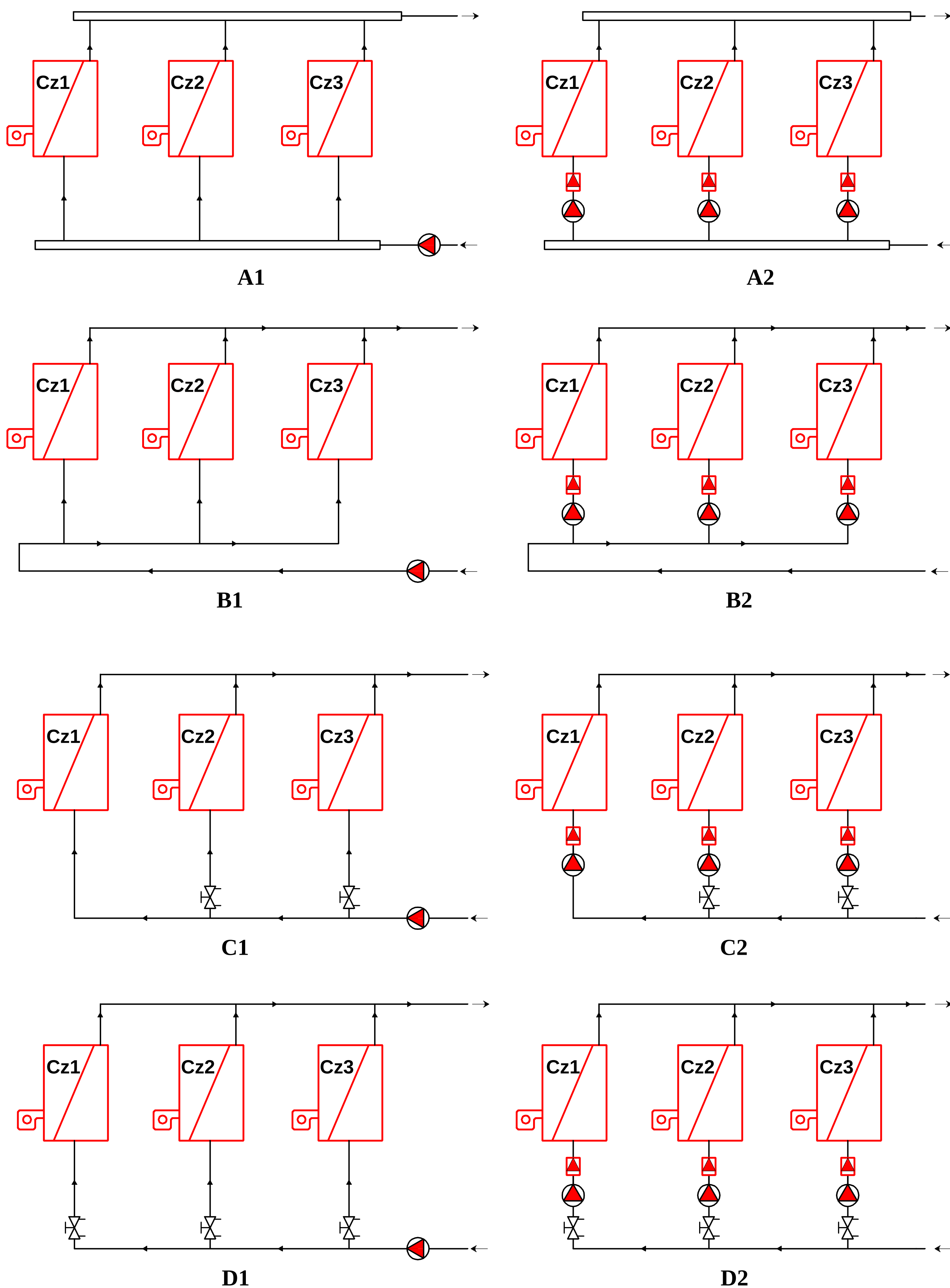


Figura 4.2.1. Scheme de racordare hidraulica a cazanelor in paralel .

diametru suficient de mare, astfel încât pierderile de sarcină pe acestea să fie nesemnificative: metoda este utilizată mai rar datorită gabaritului mare al distribuitorului şi colectorului.

În cazul racordării Tichelman (figura 4.2.1-B), prin mărirea artificială a traseului de retur se obțin lungimi egale de traseu pentru fiecare circuit în paralel şi deci se ajunge la valori apropiate ale pierderilor de sarcină pentru oricare din circuitele de racordare ale cazanelor.

In cazul montării robinetelor de echilibrare hidraulică pe circuitele mai ‚avantajate' (figura 4.2.1-C) se pot cupla şi cazane cu caracteristici hidraulice diferite. Această metodă se poate adopta numai dacă pierderea de sarcină pe ultimul circuit este mai mare decât pierderea de sarcină a robinetului de echilibrare hidraulică.

Ultima metodă de racordare (figura 4.2.1-D), deşi cea cu costurile cele mai mari, oferă două avantaje: posibilitatea de racordare a cazanelor cu rezistențe hidraulice diferite, precum şi posibilitatea reglării debitelor în circulație la valorile cerute (şi nu numai repartiția egală între acestea).

Circulația agentului termic prin cazane poate sa fie realizată prin pompă comună, cu turație fixă sau variabilă (schemele marcate cu indicele '1' din figura 4.2.1) sau prin pompe individuale (pompe de cazan) (schemele marcate cu indicele '2' din figura 4.2.1).

Sistemele cu pompă comună cu turație fixă au avantajul unor costuri mai reduse implicate de energia de pompare, însă debitele prin cazane vor fi variabile, în funcție de numărul de cazane în funcționare: debitele pe tronsoanele comune rămân însă la valori aproximativ constante.

Sistemele cu pompe individuale conduc la regimuri hidraulice constante în cazane, însă pe tronsoanele comune debitele sunt variabile. Sistemele cu pompe individuale sunt aplicabile doar în cazul în care există separator hidraulic între zona de producere (cazane) şi zona de distribuție şi de preparare.

In schema din figura 4.2.2 cazanele sunt prevăzute cu vane motorizate cu două căi pentru scoaterea/ introducerea din/ în circuitul hidraulic al bateriei de cazane. Pompa

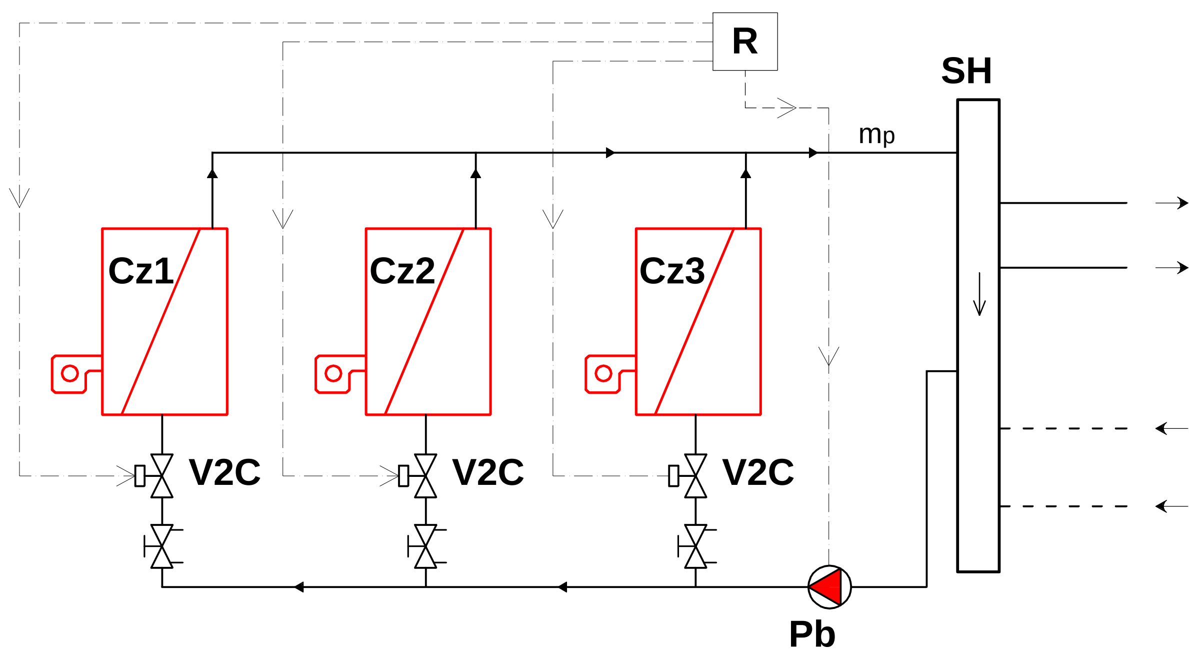


Figura 4.2.2. Schema de racordare cu pompa comuna, cu vana motorizata cu doua cai.

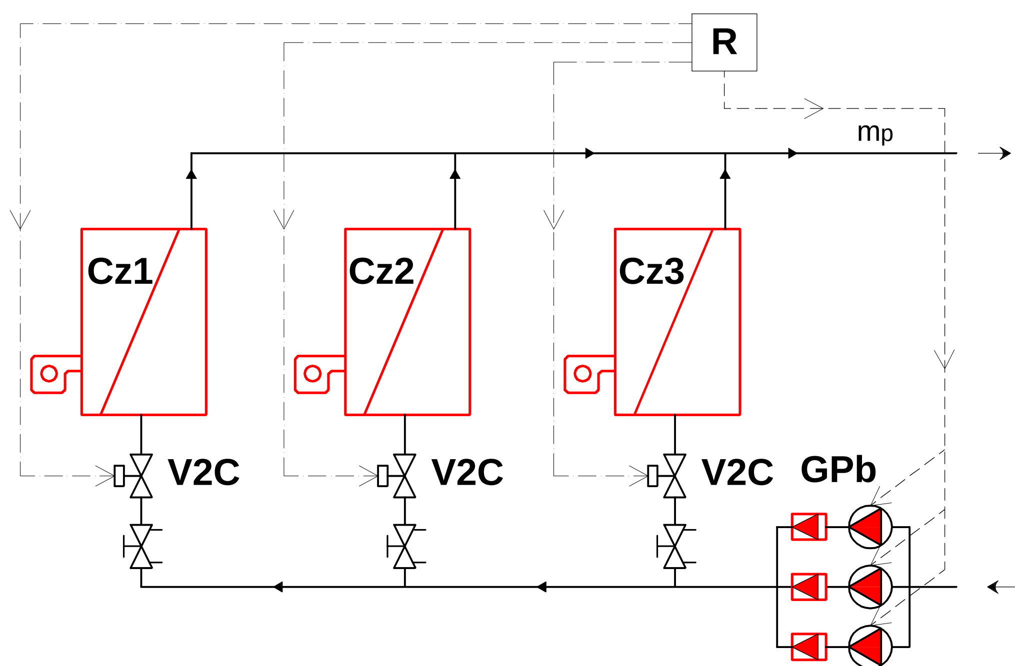


Figura 4.2.3. Schema de racordare cu grup de pompare comun, cu debit variabil in trepte, cu vane motorizate cu doua cai.

comună are debit constant şi deci debitele prin cazane sunt variabile (în funcție de numărul de cazane în funcționare). Rezultă că în acest mod nu pot fi racordate mai mult de trei cazane (căci debitul maxim va depăşi de trei ori debitul nominal).

In figura 4.2.3 este reprezentată o baterie de cazane cu pompă comună de tip cu turație variabilă în trepte (acționată în funcție de numărul de cazane în funcționare). Rezultă debite constante prin cazane şi debite variabile pe distribuția comună.

In cazul în care cazanele trebuie protejate împotriva retururilor reci (cazane tip standard), se pot prevedea pompe de recirculare pe by-pass- ul cazanelor. Aceste pompe intră în funcționare când temperatura agentului termic la intrarea în cazan este prea scăzută, dar şi pentru perioadele de punere în regim termic al cazanelor la pornire, în funcție de sistemul de comandă şi control al bateriei de cazane şi respectiv de caracteristicile cazanelor. In figura 4.2.4 este reprezentată o baterie de cazane cu pompă comună, vane de acționare cu două căi şi pompe de recirculare cazan.

In figura 4.2.5 este prezentată schema unei baterii de cazane cu pompe individuale şi supape de sens pe fiecare racord la cazane. Bateria de cazane este racordată la un separator hidraulic. Fiecare pompă trebuie să asigure recircularea debitelor nominale de agent termic între cazan şi separatorul hidraulic. Debitele de agent termic prin cazane sunt constante. Pentru întreruperea irigării cazanelor scoase din funcționare sunt utilizate, ca elemente de acționare, pompele de cazan. Supapele de sens asigură împiedicarea circulației inverse a agentului termic în perioadele când pompele sunt oprite.

Schema este utilizată şi cu vane motorizate cu două căi, considerate în anumite aplicații mai sigure decât supapele de sens (figura 4.2.6). În acest caz, elementele de acționare devin vanele motorizate care, pe contact de sfârşit de cursă vor opri şi funcționarea pompelor de cazan.

In figura 4.2.7 cazanele sunt racordate prin intermediul unor vane amestecătoare cu trei căi, cu rol de izolare hidraulică şi de protecție la temperaturi de irigare prea mici. Vana cu trei căi amplasată în aspirația pompei poate realiza izolarea hidraulică față de

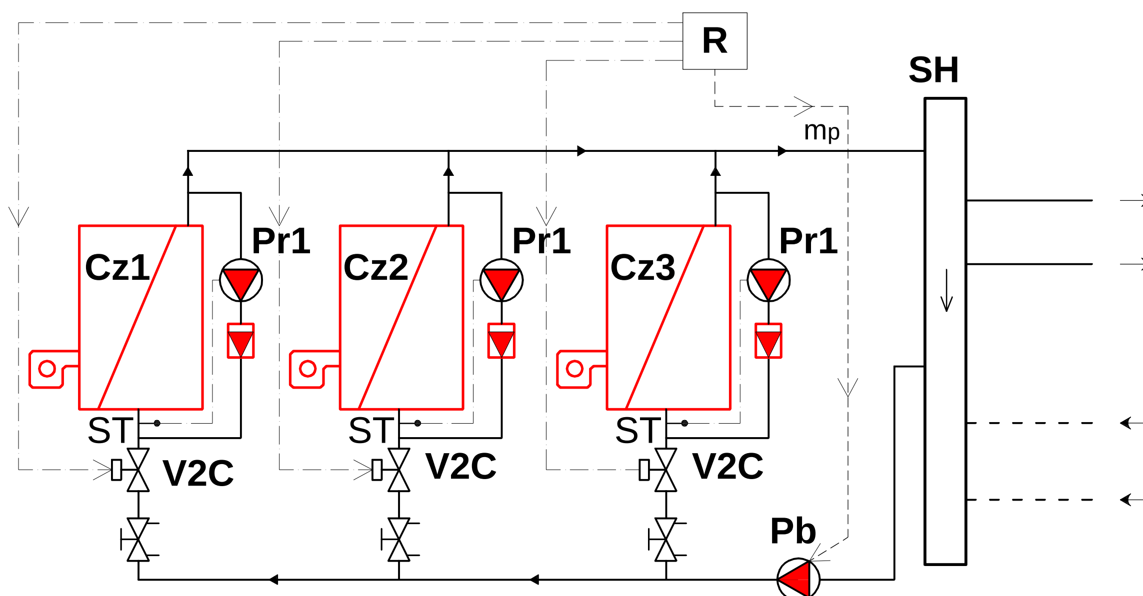


Figura 4.2.4. Schema de racordare cu pompa comuna, cu vana motorizata cu doua cai si protectie a cazanelor cu pompe de recirculare.

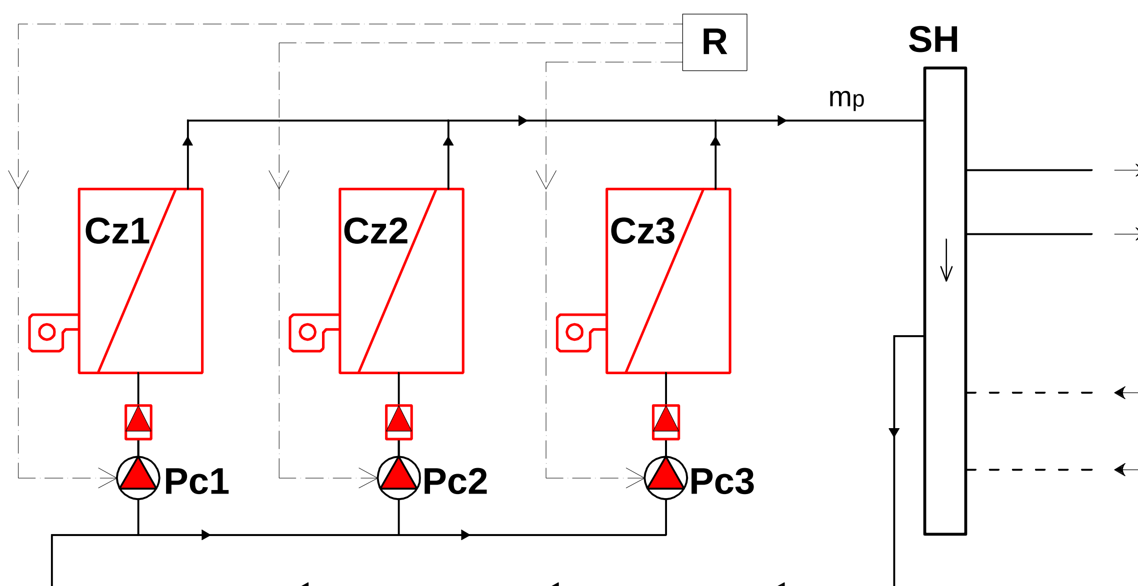


Figura 4.2.5. Schema de racordare cu pompe individuale (de cazan) si separator hidraulic.

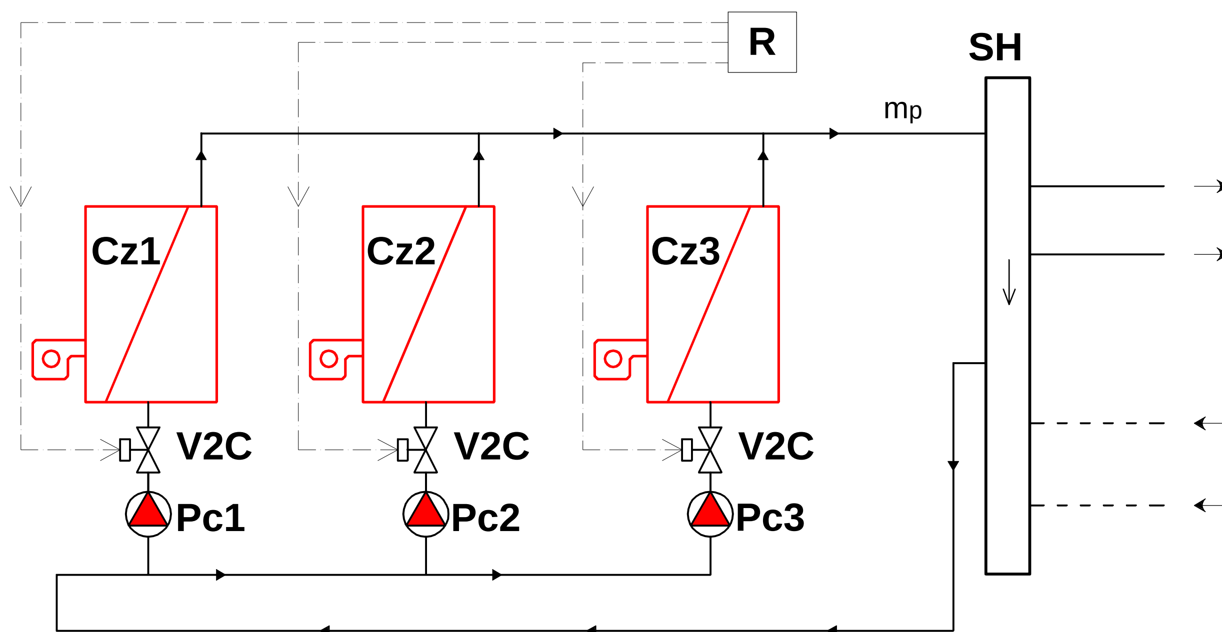


Figura 4.2.6. Schema de racordare cu pompe individuale (de cazan) si separator hidraulic,cu vane motorizate cu doua cai .

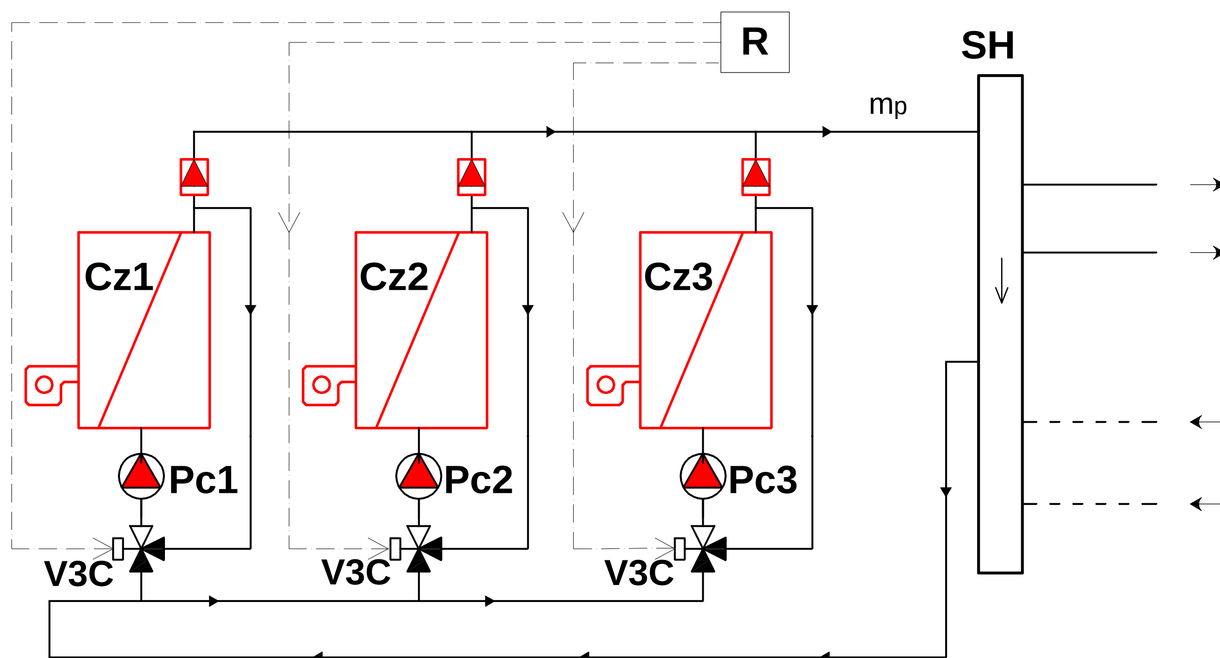


Figura 4.2.7. Schema de racordare cu pompe individuale (de cazan) si separator hidraulic, cu vane motorizate cu trei cai, montate in amestec.

circuitul comun şi de asemenea recircularea unui debit de apă prin by-pass-ul cazanului, pentru protejarea împotriva retururilor reci: apa caldă de pe turul cazanului este amestecată cu apa de pe retur, mărind temperatura returului care intră în cazan. Sistemul poate fi utilizat şi atunci când se doreşte punerea în regim termic a cazanului, prin recircularea apei în acesta, în regim de izolare față de bateria de cazane. Această tehnică (aplicabilă doar pentru cazanele cu capacitate termică mai ridicată) permite evitarea perturbării sistemului de comandă şi control produsă de temperatura apei ce iese dintr-un cazan ce intră în funcționare.

In cazul în care cazanele sunt de tipuri diferite, sau se urmăreşte o independență hidraulică totală a acestora, se poate aplica schema din figura 4.2.8, în care fiecare cazan este racordat direct în separatorul hidraulic. Aceasta conduce la o decuplare totală între circuitele cazanelor, însă înălțimea separatorului poate deveni prea mare, datorită numărului sporit de racorduri. În figura 4.2.9 sunt prezentate caracteristicile constructive pentru realizarea acestui tip de separator.

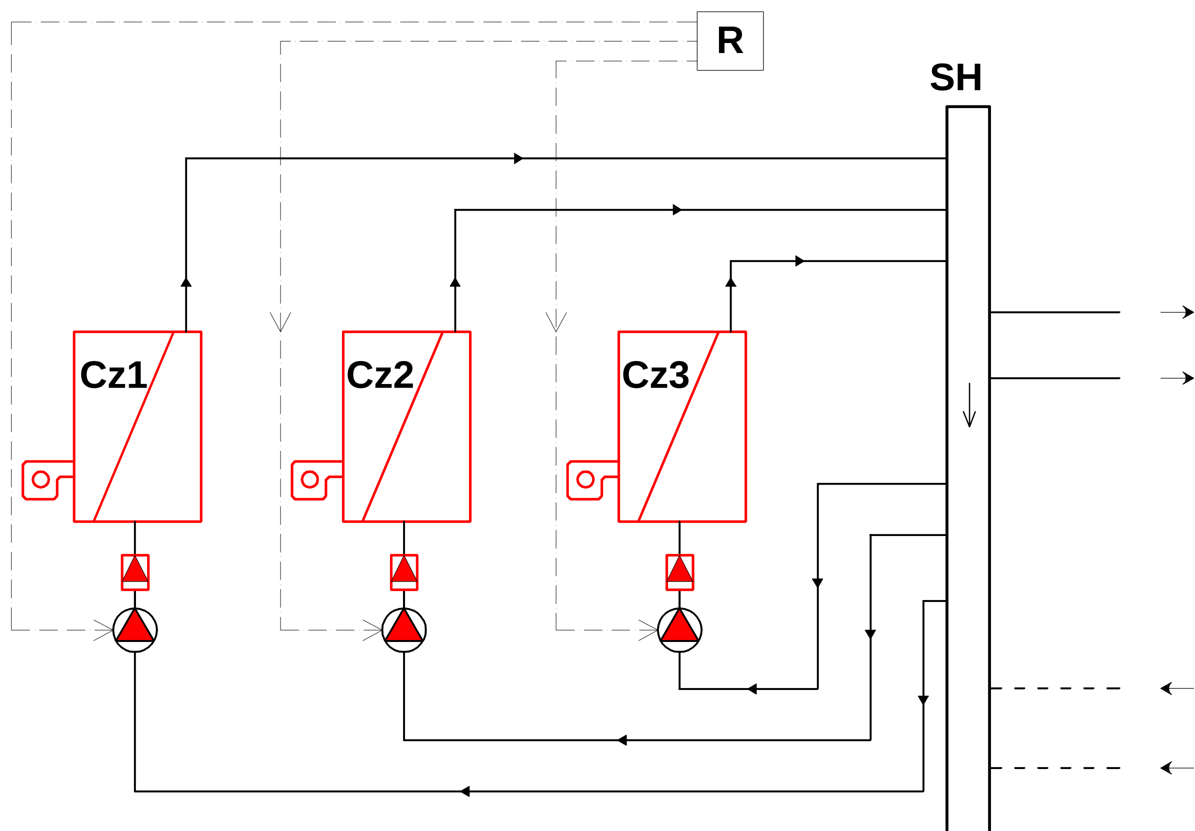


Figura 4.2.8. Schema de racordare cu pompe individuale (de cazan) si separator hidraulic.

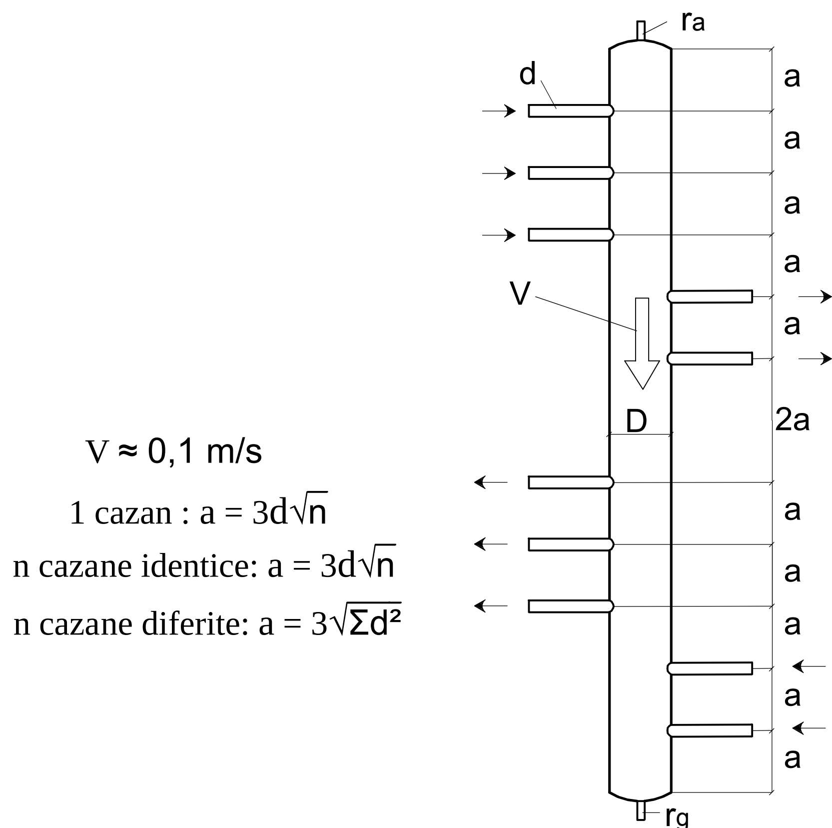


Figura 4.2.9. Caracteristici constructive pentru separatorul hidraulic cu racordare directa a cazanelor.

4.2.3 Scheme complexe de centrale termice cu mai multe cazane.

Sistemele de încălzire mari (pentru clădiri mari sau ansambluri de clădiri) sunt compuse din trei zone principale: *zona de producere*, *zona de preparare şi distribuție centralizată* şi *zona de consum*. Asociat acestor zone apar diferite nivele de control:

►controlul asupra funcționării generatoarelor de căldură:

-*controlul siguranței în funcționare* (instalat direct de fabricant): -controlul temperaturii maxime admisibile din cazan, respectiv din recuperator-condensator, asigurat prin termostate de maxim cu acțiune directă asupra sursei de încălzire; -controlul temperaturii apei produse, asigurat prin termostatul de lucru;

-*controlul asupra condițiilor* în care echipamentul funcționează (instalat separat, odată cu restul sistemului de producere): temperatura si debitul de irigare al cazanului, respectiv al recuperatorului condensator, presiunea minimă a apei din cazan, nivelul apei din doma unui cazan de abur, etc.);

►controlul asupra parametrilor fluidelor preparate la nivel de centrală termică,

►controlul asupra parametrilor fluidelor preparate la nivel zonal si local.

Zona de producere include generatoarele de căldură şi echipamentele conexe (pompe, vane, recuperatoare de căldură, schimbătoare de căldură, etc.): modul de conducere a proceselor trebuie să corespundă atât cerințelor consumatorilor, cât şi condițiilor impuse de funcționarea corectă a echipamentelor componente (temperatură şi debit de irigare, calitatea agentului termic etc), de micşorare a pierderilor energetice, de funcționare cu randamente globale mari şi de siguranță în funcționare.

In centralele termice cu mai multe cazane, racordarea cazanelor se face în paralel, în 'baterii de cazane'. Cuplarea mai multor cazane în paralel se face pentru obținerea unei funcționări cu randamente anuale cât mai bune (în condițiile satisfacerii cerințelor de putere şi de temperatură a agentului termic la consumatori) şi de asemenea pentru rezervă de putere în caz de avarie.

Pentru realizarea primei condiții, conducerea bateriei de cazane se face după

algoritmi diferiți: pentru o baterie de cazane standard (cazane cu randamente bune doar în zona de puteri apropiate de puterea nominală) se urmăreşte acoperirea cerințelor (variabile) cu cât mai puține cazane, funcționând pe perioade cât mai lungi, la puteri cât mai apropiate de puterea nominală. Pentru o baterie de cazane de joasă temperatură dotate cu arzătoare în mai multe trepte sau modulante, modul de conducere urmăreşte funcționarea cu eficiența cea mai mare: de exemplu, în cazul a două cazane cu arzătoare cu două trepte (randamentul de funcționare în treapta întâi este cu câteva procente mai bun față de cel din treapta a doua), ordinea de intrare în funcționare poate fi: cazanul 1- treapta 1, cazanul 2- treapta 1, cazanul 1- treapta 2, cazanul 2- treapta 2, iar la micşorarea sarcinii, ieşirea din funcționare în ordinea: cazanul 2- treapta 2, cazanul 1- treapta 2, cazanul 2- treapta 1, cazanul 1-treapta 1.

Pentru o baterie mixtă de cazane (compusă de exemplu dintr-un cazan cu recuperator de căldură de condensație şi din cazane standard), cazanul cu randament foarte bun la sarcini parțiale (cazanul în condensație) este utilizat cu preponderență, pentru preluarea tuturor sarcinilor variabile, în timp ce cazanele standard intră în funcționare numai la sarcina lor maximă.

Pentru creşterea eficienței energetice a bateriei de cazane trebuiesc respectate anumite condiții:

-micşorarea pierderilor prin întreruperea circulației agentului termic la cazanele care nu funcționează (cu ajutorul vanelor de izolare cu două sau trei căi motorizate, respectiv a pompelor de cazan şi a supapelor de sens asociate, după caz);

-temporizarea întreruperii circulației agentului termic la ieşirea din funcționare a cazanului (după oprirea arzătorului se mai menține circulația agentului termic pentru câteva minute, pentru recuperarea căldurii din focar şi evitarea creşterii temperaturii agentului termic din cazan peste limitele maxime, datorită căldurii acumulate în focar);

-temporizarea intrării în funcționare a cazanelor (pentru evitarea pornirilor inutile de scurtă durată).

Alte condiții se refera la factori funcționali:

-punerea în regim termic a unui cazan (care trebuie pornit), prin irigarea cu agent termic din returul comun (prin deschiderea temporizată a vanei cu două căi motorizate şi punerea în funcţiune a pompei de cazan, înainte de pornirea arzătorului) sau prin recirculare pe cazan (în cazul racordării cu pompa de cazan şi vana cu trei cai motorizată);

-intrarea în funcționare a arzătorului numai dacă irigarea cazanului este asigurată (detectată de un traductor de prezență debit);

-uniformizarea duratelor de funcționare ale cazanelor de acelaşi tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.

Sistemul de conducere în ’cascadă’ a bateriei de cazane trebuie să se realizeze în funcție de sarcina cerută de consumatori. Exprimarea acestei mărimi nu poate fi realizată direct. În cele mai multe cazuri se utilizează controlul asupra temperaturii apei produse de bateria de cazane (temperatura pe ducere), controlul asupra temperaturii apei la intrarea în bateria de cazane (temperatura pe întoarcere) sau prin controlul ambelor valori (ducere şi întoarcere). Conducerea pe baza temperaturii pe ducere este modul cel mai frecvent utilizat. Acesta are avantajul controlului asupra temperaturii apei produse de bateria de cazane, însă inconvenientul este că se pot produce dereglări în conducerea automată a sistemului (de exemplu când un cazan este pus în funcțiune, la restabilirea irigării acestuia, temperatura apei produse de bateria de cazane scade, datorită amestecului între apa produsă de cazanele în funcțiune şi apa mai rece ce provine din cazanul abia pornit, deşi numărul de cazane în funcționare este mai mare: fără o temporizare a acțiunilor regulatorului de cascadă, acesta ar putea comanda pornirea – inutilă şi risipitoare de energie- a încă unui cazan...). De asemenea, conducerea cazanelor pentru menținerea temperaturii de ducere (valoare ridicată) duce la pierderi energetice mai mari, atât în funcționare, cât şi la oprire (temperatura medie a cazanului fiind mai mare). În cazul conducerii bateriei de cazane funcție de valoarea temperaturii de retur se ține cont de consumurile reale de căldură la consumatori. În acelaşi timp, pierderile energetice sunt mai mici, datorită temperaturii medii mai scăzute a cazanelor.

Poziția detectoarelor în sistem este de asemenea importantă: plasarea acestora pe conducte fără irigare suficientă, cu contact imperfect, sau la distanțe mari, poate conduce la dereglarea sistemului prin erorile introduse, respectiv prin timpii de întârziere sau timpii morți implicați.

4.2.3.1 **Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu funcționare în cascadă, cu vane de izolare motorizate cu două căi, cu racordare directă (cuplată), pentru încălzire şi preparare apă caldă de consum.**

Din punct de vedere hidraulic schema din figura 4.2.10 este de tip cuplat, cu doi consumatori (de încălzire şi de preparare ACC) racordați în paralel. Cazanele funcționează pentru menținerea temperaturii necesare pentru consumatorul de încălzire (conform graficului de reglare prestabilit, în funcție de temperatura exterioară), dar cu limitare inferioară a valorii acesteia (la 65°C -70°C), pentru posibilitatea preparării ACC (figura 4.2.10 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; V2C: vană motorizată cu două căi; D: distribuitor; C: colector; Sc: senzor de debit apă; SC: schimbator de căldură pentru prepararea acc; Vac: vas acumulare acc; Pinc: pompa circulație circuit incălzire ; Pacc: pompa circulație agent termic primar Pacc; PRacc: pompa circulație acc; Rcz: regulator cazan; RC: regulator centrală termică; Se: detector de temperatura aer exterior; Sd: detector de temperatură agent termic; Sacc: detector de temperatură acc; θe: temperatura aerului exterior ; θd: temperatura de ducere a agentului termic primar; f: funcție de reglare; ar: apă rece; acc: apă caldă de consum*.)

SRA realizează următoarele operațiuni:

-comanda automată a pompelor de circulație a agentului termic de încălzire, în funcție de temperatura sesizată de senzorul de temperatură exterioară. În funcție de mărimea sesizată, regulatorul climatic acționează asupra elementelor de execuție (pompele de circulație agent termic de încălzire).

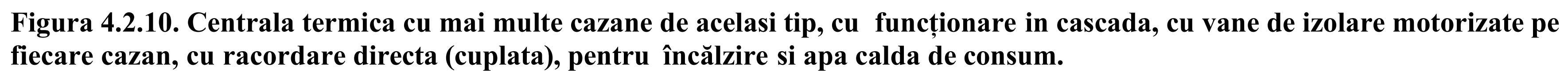


Figura 4.2.10. Centrala termica cu mai multe cazane de acelasi tip, cu funcționare in cascada, cu vane de izolare motorizate pe fiecare cazan, cu racordare directa (cuplata), pentru încălzire si apa calda de consum.

-reglarea temperaturii agentului termic produs de cazane pentru consumatorii de încălzire: aceasta se realizează în funcție de diferența între temperatura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată de regulatorul climatic pe baza graficului de reglare prestabilit) şi temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs de bateria de cazane. În funcție de valoarea acestei diferențe, regulatorul electronic comandă elementele de execuție (în acest caz, arzătoarele cazanelor). Sonda de temperatură ducere trebuie amplasată aproape de racordul de ducere al cazanului 3 (astfel încât timpul mort indus de timpul de transport să fie cât mai mic), dar suficient de departe pentru ca amestecul să fie omogen: se recomandă o distanță între 0.5 m si 1 m.

- reglarea temperaturii ACC produse: pentru schema cu acumulare prezentată (compusă din schimbător de căldură, vas de acumulare şi pompă de circulație apă caldă de consum), bucla de reglare este de tip ‚închis', cu acțiune tot/nimic asupra pompei de circulație agent termic primar şi asupra pompei de circulație apă caldă de consum. Regulatorul electronic aferent este conectat la traductorul de temperatură amplasat pe vasul de acumulare: în cazul în care temperatura sesizată de traductor este mai mică decât temperatura presetată de pornire (de exemplu 40°C), regulatorul comandă intrarea în funcționare a elementelor de execuție (pompele de circulație a apei calde de consum şi pompele de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC). La atingerea temperaturii presetate de oprire (de exemplu 55°C-60°C) se comandă oprirea pompelor.

- pornirea/ oprirea secvențială a pompelor de circulație, arzătoarelor, robinetelor de sectorizare automate. Secvența de intrare în funcționare a unui cazan implică următoarele faze: deschiderea temporizată a vanei V2C (cu o temporizare de 3-5 minute pentru uniformizarea temperaturii cazanului, prin irigarea cu apă de retur din instalație), pornirea arzătorului (cu secvențele proprii de preventilare a focarului, acces combustibil, inițializarea flăcării, controlul existenței flăcării, adaptarea puterii flăcării la sarcina cerută, etc), controlul temperaturii apei produse. Ieşirea din funcționare implică în primul rând oprirea funcționarii arzătorului şi apoi închiderea temporizată a vanei V2C (în scopul evacuării căldurii în exces din focar către apa

care irigă cazanul). În cazul opririi ambelor cazane, pe contact de sfârşit de cursă a vanelor motorizate, se opreşte funcţionarea pompelor de circulaţie.

Schema prezentată nu prezintă condiţii restrictive asupra temperaturii de irigare a cazanelor, însă protecţia cazanelor la lipsa circulaţiei apei prin acestea trebuie asigurată prin interzicerea funcţionarii arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată de senzorul de debit Sc).

***4.2.3.2* Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu funcţionare în cascadă, cu pompă şi vană de izolare cu trei căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin separator hidraulic şi reglare independentă pentru fiecare consumator.**

Schema din figura 4.2.11 reprezintă un sistem de producere decuplat hidraulic, cu trei consumatori (circuit încălzire zona 1, circuit încălzire zona 2 şi circuit preparare ACC), cu reglare independentă pentru fiecare consumator (pentru consumatorii de agent termic pentru încălzire, reglare calitativă centrală, realizată prin amestec în vane de reglare motorizate cu trei căi, iar pentru preparatorul de ACC, reglare cantitativă prin acţiune asupra pompelor de ACC). Fiecare tip de sistem de distribuţie este comandat de regulatoare separate, care pot fi interconectate cu regulatorul de conducere a cascadei RC (figura 4.2.11 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; V3C: vană motorizată cu trei căi; SH: separator hidraulic; Sc: senzor de debit apă; Sr: senzor de temperatură apă retur cazan; SC: schimbator de căldură pentru prepararea acc; Vac: vas acumulare acc; Pc: pompa circulaţie circuit încălzire ; Pacc: pompa circulaţie agent termic primar în SC; PRacc: pompă circulaţie acc;Rcz: regulator cazan; RC: regulator centrală termică; Se: detector de temperatură aer exterior; Sd: detector de temperatură agent termic; Sacc: detector de temperatură acc; θe: temperatura aerului exterior ; θd: temperatura de ducere a agentului termic primar; θacc: temperatura acc ;ar: apa rece; acc: apă caldă de consum*).

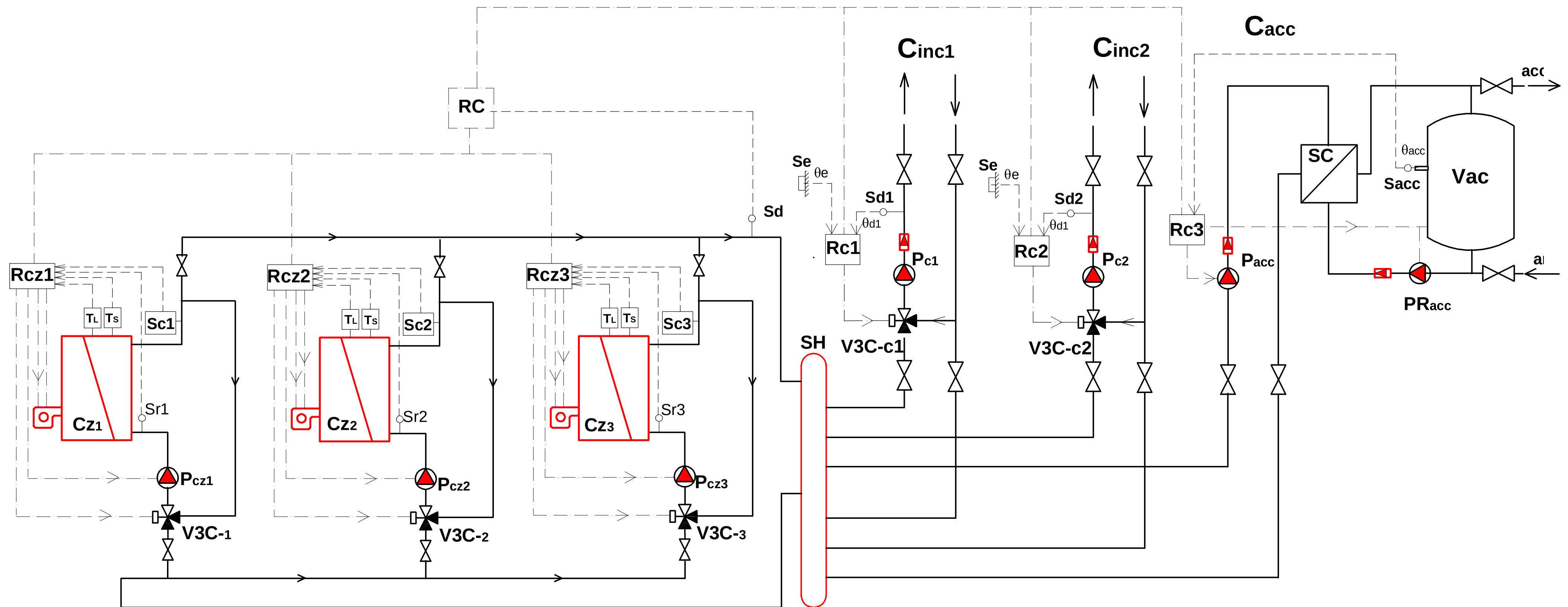


Figura 4.2.11. Centrala termica cu mai multe cazane de acelasi tip, cu funcționare in cascada, cu pompe de cazan si vane de izolare cu trei cai pe fiecare cazan, cu racordare decuplata cu separator hidraulic, cu reglare independenta pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire si apa calda de consum).

Cazanele sunt protejate împotriva retururilor reci prin acțiunea vanelor amestecătoare cu trei căi motorizate amplasate la intrarea în fiecare cazan; atunci când detectorul Sr sesizează o temperatură de irigare prea mică, SRA comandă poziționarea V3C pentru a realiza amestecul unei parți din debitul de apă produs de cazan cu debitul de apă provenit din sistemul de încălzire, astfel încât temperatura de irigare să nu coboare sub valoarea minimă impusă. SRA de conducere a bateriei de cazane acționează de asemenea asupra V3C şi pentru intrarea / ieşirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan poate fi oprită pe contact de sfârşit de cursă a V3C. Pentru cazanele cu capacitate termică mare –volum mare de apă-, la solicitarea pentru intrarea în funcționare a cazanului, aducerea acestuia la parametri de temperatură ceruți de restul bateriei de cazane se poate face cu V3C în poziție de recirculare, cu arzătorul şi pompa în funcționare: aceasta permite evitarea dereglărilor menționate în cazul sondei plasate pe ducere.

SRA realizează următoarele operațiuni:

-limitarea inferioară a temperaturii apei la intrarea în cazane, prin poziționarea vanelor amestecătoare cu trei căi în funcție de valoarea diferenței între temperatura minimă admisibilă a apei la intrarea în cazane (de exemplu 50°C, în funcție de tipul cazanului şi de natura combustibilului) şi temperatura efectiv indicată de senzorii amplasați la intrarea în fiecare cazan.

-reglarea temperaturii apei preparate de bateria de cazane: regulatorul de cascadă calculează temperatura necesară a apei preparate (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei preparate (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) şi acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru obținerea temperaturii necesare. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora. Acțiunea asupra arzătoarelor este întotdeauna însoțită de acțiuni şi asupra altor elemente din sistem (pompe, vane, etc.). Acțiunea SRA urmăreşte de asemenea uniformizarea duratelor de funcționare ale cazanelor de acelaşi

tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.

-comanda automată a pompelor cazanelor: pompele sunt pornite înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan şi stabilirea debitului necesar de irigare; pompele sunt oprite- cu o temporizare de câteva minute- după oprirea arzătorului şi închiderea completă a vanei motorizate cu trei căi.

-izolarea hidraulică a cazanului la oprire față de circuitul bateriei de cazane (aceasta se realizează prin închiderea temporizată a vanei cu trei căi aferente, după oprirea arzătorului).

- protecția cazanelor la lipsa circulației apei se asigură prin oprirea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată prin senzorul de debit).

- reglarea temperaturii agentului termic de încălzire se realizează cu regulatoare climatice diferite pentru fiecare circuit de încălzire: acestea determină, în funcție de diferența între temperatura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată de regulatorul climatic) şi temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs prin amestec, poziția vanei de reglare cu trei căi motorizate.

- reglarea temperaturii agentului termic de încălzire livrat consumatorilor, respectiv reglarea temperaturii ACC produse se realizează ca şi în schema din figura 4.2.10.

***4.2.3.3* Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă şi vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin separator hidraulic şi reglare independentă pentru fiecare consumator.**

Schema din figura 4.2.12 este caracterizată prin decuplarea hidraulică a zonei de producere (cazanele) de zona de distribuție şi de preparare; centrala alimentează trei tipuri de consumatori, cu reglare independentă (pentru consumatorii de agent termic pentru încălzire, reglare calitativă centrală, realizată prin amestec în vane de reglare motorizate cu trei căi, iar pentru preparatorul de ACC, reglare calitativă prin amestec

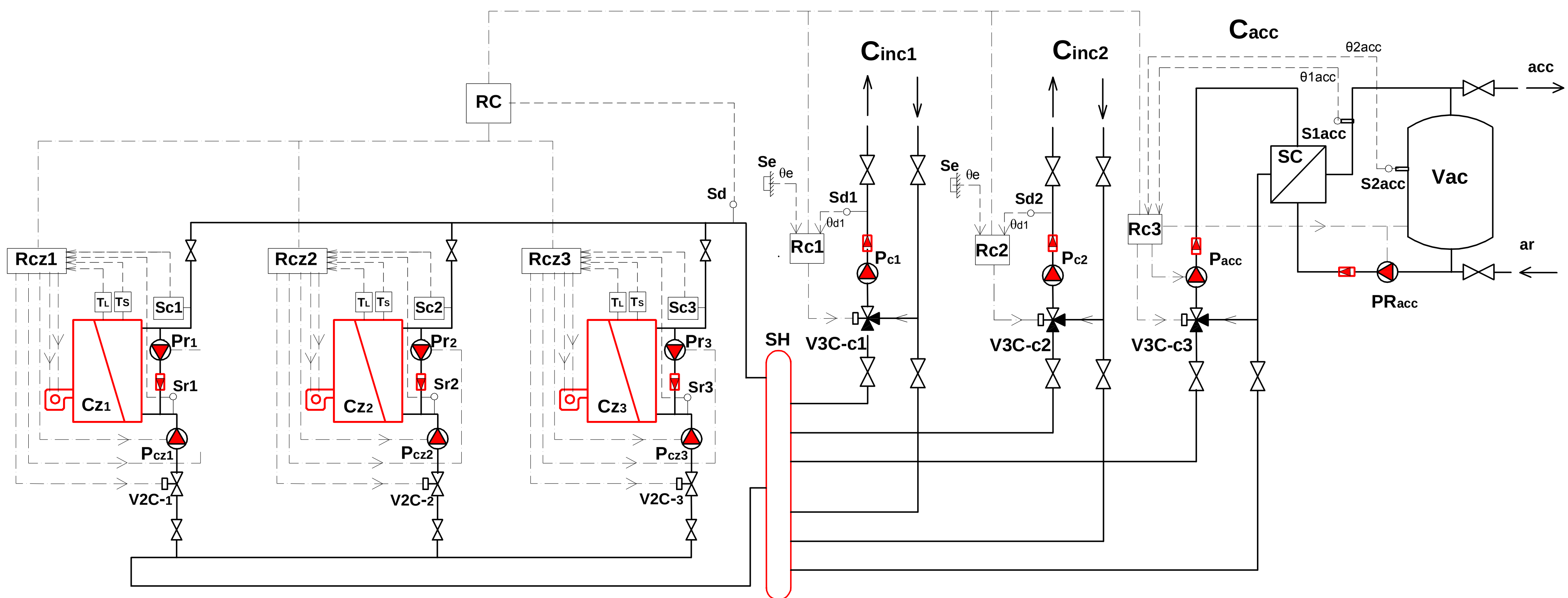


Figura 4.2.12. Centrala termica cu mai multe cazane de acelasi tip, cu funcționare in cascada, cu pompe de cazan si vane de izolare cu doua cai pe fiecare cazan, cu protectie la retururi reci prin pompa de recirculare de by-pass, cu racordare decuplata cu separatorul hidraulic, cu reglare independenta pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire si apa calda de consum).

realizat în vana de reglare motorizată cu trei căi) (figura 4.2.12 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; V3C: vană motorizată cu trei căi; SH: separator hidraulic; Sc: senzor de debit apă; Sr: senzor de temperatură apă retur cazan; SC: schimbător de căldură pentru prepararea acc; Vac: vas acumulare acc; Pcz: pompă cazan; Pr: pompă de recirculare by-pass; Pc: pompă circulație circuit incălzire ; Pacc: pompă circulație agent termic primar în SC; PRacc: pompă circulație acc; Rcz: regulator cazan; RC: regulator centrală termică; Se: detector de temperatură aer exterior; Sd: detector de temperatură agent termic; Sacc: detector de temperatură acc; θe: temperatura aerului exterior ; θd: temperatura de ducere a agentului termic primar; θacc: temperatura acc ;ar: apă rece; acc: apă caldă de consum*)

SRA de conducere a bateriei de cazane acționează asupra vanei motorizate de izolare cu doua căi (V2C) pentru intrarea / ieşirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan se opreşte pe contact de sfârşit de cursă a V2C. Cazanele sunt protejate împotriva retururilor reci (sesizate de detectorul Sr amplasat la intrarea în cazan, care declanşează pornirea pompei de recirculare Pr amplasată pe by-pass, până la încadrarea temperaturii de retur în limitele acceptate), respectiv împotriva debitelor de irigare prea mici (sesizate prin detectorul de debit Sc care declanşează pornirea pompei de recirculare Pr, respectiv interzice pornirea arzătorului dacă debitul de irigare este insuficient).

SRA realizează următoarele operațiuni:

-reglarea temperaturii apei produse de bateria de cazane: regulatorul de cascadă calculează temperatura necesară a apei produse (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei produse (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) şi acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru realizarea temperaturii necesare. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora. Acțiunea SRA urmăreşte şi uniformizarea

duratelor de funcționare ale cazanelor de acelaşi tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare.

-comanda automată a pompelor cazanelor: pompele sunt pornite înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan şi stabilirea debitului necesar de irigare; după oprirea arzătorului şi închiderea temporizată a vanei motorizate cu două cai, pompele de cazan sunt oprite (pe contact de sfârşit de cursă a vanelor).

-scoaterea cazanului din circuitul hidraulic al bateriei de cazane la oprire (realizată prin închiderea temporizată a vanei cu două căi aferente).

-limitarea inferioară a temperaturii apei la intrarea în cazane, prin pornirea pompei de recirculare de pe by-pass pe perioada în care temperatura apei provenite din sistem este sub temperatura minimă admisibilă.

- protecția cazanelor la lipsa circulației apei se asigură prin interzicerea funcționarii arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată prin senzorul de debit Sc).

- reglarea temperaturii ACC produse: schema cu acumulare (compusă din schimbător de căldură, vas de acumulare, pompă de apă caldă de consum şi vană de reglare cu trei căi amestecătoare) este comandată printr-o buclă de reglare de tip ‚închis', cu acțiune progresivă asupra temperaturii agentului termic primar ce irigă schimbătorul. Debitul de agent termic primar este constant, temperatura acestuia fiind variată în funcție de diferența între temperatura presetată (necesară) a ACC şi temperatura ACC produsă în schimbător. Regulatorul electronic aferent este conectat şi cu traductorul de temperatură amplasat pe vasul de acumulare: în cazul în care temperatura sesizată de traductor este mai mică decât temperatura presetată de pornire (de exemplu 40°C), regulatorul comandă intrarea în funcționare a pompelor de circulație a ACC şi a pompelor de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC, respectiv poziționarea vanei de reglare amestecătoare pentru realizarea temperaturii necesare a ACC. La atingerea temperaturii presetate de oprire în vasul de acumulare (de exemplu

55°C- 60°C) se comandă oprirea pompelor.

În *varianta preparării ACC fără acumulare* (fără vasul de acumulare ACC), se utilizează tot o schema de reglare în buclă închisă, comandata în acest caz doar de temperatura apei calde la ieşirea din preparatorul de ACC. Regulatorul aferent preparării de ACC comandă intrarea în funcționare a elementelor de execuție (vana amestecătoare de reglare cu trei căi, pompele de circulație a apei calde de consum şi pompele de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC). Regulatorul compară valoarea presetată pentru temperatura necesară a ACC (de exemplu 55°C- 60°C) cu temperatura ACC preparată de schimbător şi poziționează vana cu trei căi astfel încât să minimizeze diferența constatată.

Schema hidraulică prezentată poate fi utilizată şi fără prezența pompelor de recirculare de by-pass, atunci când perioadele cu retururi reci sunt limitate: protecția la temperatură de irigare prea mică se realizează în acest caz prin limitarea temporară a debitelor de agent termic prelevate de consumatori (realizată prin închiderea totală sau parțială a vanelor cu trei căi din distribuție). Astfel se realizează mărirea debitului de agent termic care se recirculă prin butelia de decuplare hidraulică, până la atingerea temperaturii de regim în zona de producere.

4.2.3.4 **Centrale termice cu mai multe cazane de acelaşi tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă de cazan şi vană de izolare cu două căi pe cazane, cu racordare decuplată prin separator hidraulic şi reglare independentă pentru fiecare consumator.** Schema centralei termice prezentate în figura 4.2.13 este echipată cu cazane de acelaşi tip racordate în paralel, fără condiționări asupra temperaturii de irigare, cu pompe de cazan şi vane motorizate de izolare cu două căi; distribuția fluidelor preparate se face pentru consumatori de încălzire şi de preparare ACC similar celor prezentate în figurile 4.2.10 sau 4.2.11 (figura 4.2.13 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; V2C: vană motorizată cu două căi; Sc: senzor de debit apă; Pcz: pompă cazan ; Rcz: regulator cazan; RC: regulator centrală termică).*

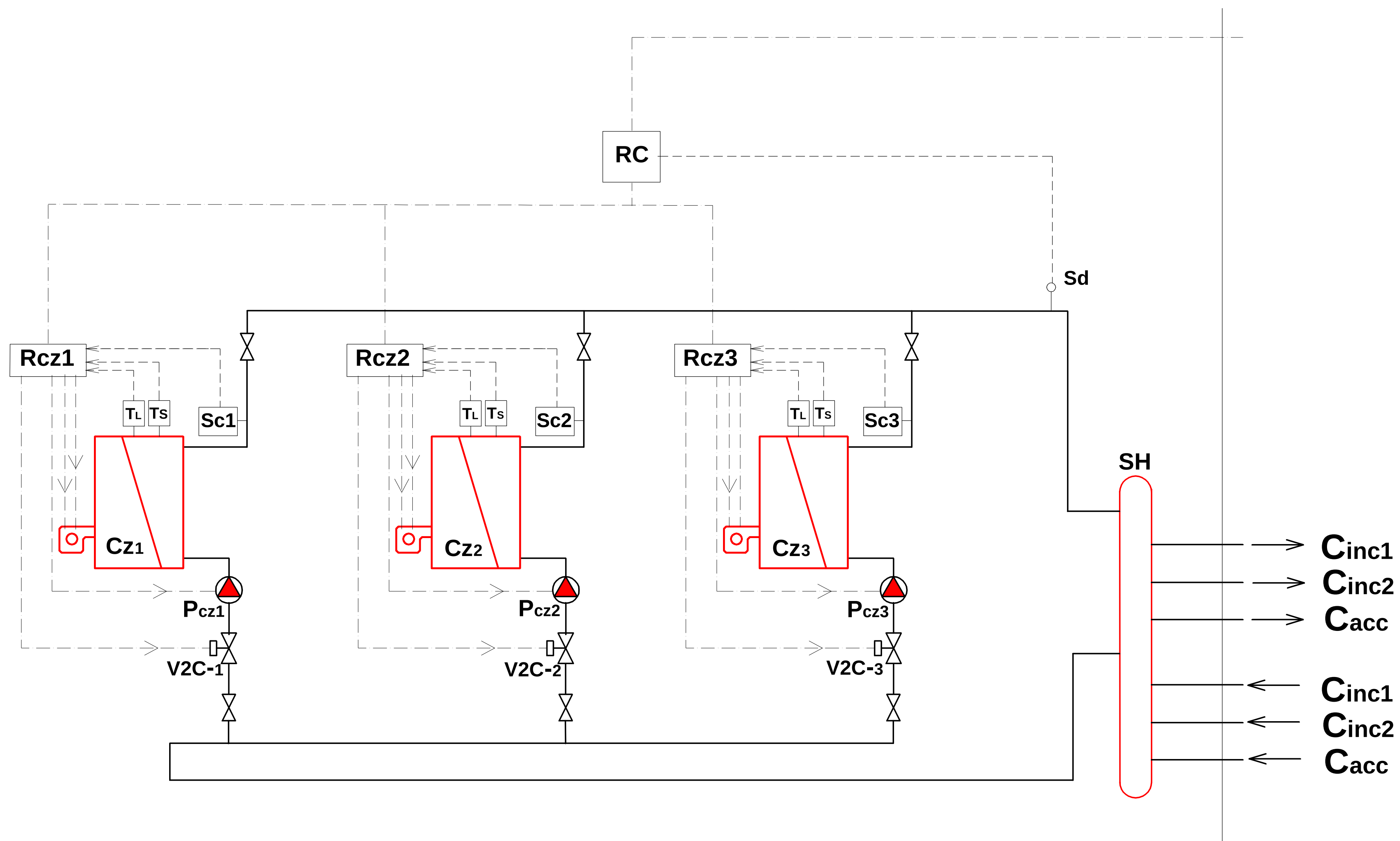


Figura 4.2.13. Centrala termica cu mai multe cazane de acelasi tip, cu funcționare in cascada, cu pompe de cazan si vane de izolare cu doua cai pe fiecare cazan, cu racordare decuplata cu separator hidraulic, cu reglare independenta pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire si apa calda de consum).

SRA de conducere a bateriei de cazane acționează (cu temporizare) asupra vanei motorizate de izolare cu doua căi (V2C) pentru intrarea / ieşirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan se opreşte pe contact de sfârşit de cursă a V2C. Cazanele sunt rezistente la retururi reci însă, în timpul secvenței de intrare în funcționare a cazanului, se impune ca regulatorul de cascadă sa aibă temporizare la anclanşarea următorului cazan, în cazul reglării în funcție de temperatura de ducere, pentru a nu se produce porniri inutile ale cazanelor. Schema poate fi concepută şi cu clapete unisens în loc de vanele motorizate cu două căi, în acest caz acțiunea RC pentru intrarea / ieşirea din circuitul hidraulic a cazanelor se face asupra pompelor de cazan. Restul operațiunilor realizate de SRA sunt identice cu cele descrise pentru schemele prezentate în subcapitolele 4.2.3.2 şi 4.2.3.3**.**

4.2.3.5 **Centrală termică mixtă, cu un cazan cu recuperator şi cazane standard, cu funcționare în cascadă, cu pompă şi vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin separator hidraulic şi reglare independentă pentru fiecare consumator.**

Schema din în figura 4.2.14 prezintă o centrală termică alcătuită din cazane de clase diferite: un cazan cu performanțe ridicate (atât la sarcini nominale cât şi la sarcini parțiale -cazanul cu recuperator-condensator) şi două cazane ‚standard' (performanțe bune la sarcini apropiate de sarcinile nominale). Conducerea bateriei de cazane se face acordând prioritate funcționarii cazanului de înalt randament (care acoperă toate sarcinile variabile, tranzitorii), în timp ce cazanele standard sunt utilizate preponderent la sarcină nominală.

Regulatorul cazanului cu recuperator asigură şi funcționarea recuperatorului, prin comanda asupra pompei de circulație recuperator şi prin protecția acestuia la supratemperaturi şi la debite de irigare prea mici. Protecția se realizează prin oprirea arzătorului cazanului în cazul depăşirii limitelor prescrise.



Figura 4.2.14. Centrala termica mixta, cu un cazan cu recuperator si doua cazane standard, cu funcționare in cascada, cu pompe de cazan si vane de izolare cu doua cai pe fiecare cazan, cu racordare decuplata cu separator hidraulic, cu reglare independenta pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire).

Figura 4.2.14 *Cz: cazan apă caldă; Az: arzător; R-Cz1: recuperator condensator pentru cazanul 1; TL: detector de temperatură cazan; TS: detector de temperatură maximă cazan; TsR: detector de temperatură maximă recuperator; Sc: senzor de debit apă în cazan; Sr: senzor de temperatură apă retur cazan; ScR: senzor de debit apă în recuperator; V2C: vană motorizată cu două căi; Pcz: pompă cazan ; PREC: pompă recuperator; Pr: pompă de recirculare by-pass; Rcz: regulator cazan; RC: regulator centrală termică; Sd: detector de temperatură agent termic; Sr: detector de temperatură agent termic la intrarea în cazan; θd: temperatura de ducere a agentului termic primar; SH1: separator hidraulic pentru racordarea cazanelor; SH2: separator hidraulic pentru racordarea recuperatorului.*

SRA realizează următoarele operațiuni:

-reglarea temperaturii apei preparate de bateria de cazane: regulatorul de cascadă determină temperatura necesară a apei preparate (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) şi acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru realizarea temperaturii necesare, acordând prioritate în funcționare cazanului de înalt randament. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea arzătoarelor. Arzătorul cazanului cu recuperator este acționat cu prioritate. Acțiunea SRA urmăreşte şi uniformizarea duratelor de funcționare pentru cazanele ‚standard' prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.

-comanda automată a pompelor cazanelor si a recuperatorului: acestea sunt acționate înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan şi stabilirea debitului necesar de irigare; după oprirea arzătorului şi închiderea temporizată a vanelor motorizate cu două căi, pompele de cazan sunt oprite (pe contact de sfârşit de cursă a vanei). Pompa recuperatorului este oprită odată cu pompa cazanului aferent.

-izolarea hidraulică a cazanului oprit din circuitul bateriei de cazane (realizată prin închiderea temporizată a vanei cu două căi aferente).

-protecția cazanelor la lipsa circulației apei prin acestea se asigură prin interzicerea funcționarii arzătoarelor atunci când debitul de apă este insuficient (stare sesizata prin senzorul de debit al cazanului).

-protecția recuperatorului-condensator la lipsa circulației apei se asigură prin interzicerea funcționarii arzătoarelor atunci când debitul de irigare este insuficient (sesizat prin senzorul de debit aferent).

-protecția recuperatorului-condensator la depăşirea valorii maxime a temperaturii apei de irigare se asigură prin oprirea arzătorului cazanului de înalt randament.

-reglarea temperaturii agentului termic de încălzire livrat consumatorilor: aceasta se obține prin regulatoare climatice separate pentru fiecare circuit de încălzire. Fiecare regulator determină, în funcție de diferența între temperatura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată conform graficului de reglaj prestabilit propriu consumatorului respectiv) şi temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs prin amestec, poziția vanei de reglare cu trei cai motorizată.

4.3 Determinarea randamentului anual global de exploatare al cazanelor

Randamentul unui cazan este exprimat prin relația:

$$\eta_{GA} = \frac{caldura\ cedata\ AT}{caldura\ cedata\ de\ combustibil}$$

Factorii principali de influență sunt:

- Puterea cazanului
- Condițiile de utilizare
- Durata sezonului de încălzire

Determinarea randamentului anual global η_{GA} se poate face:

- A posteriori (pe baza consumului anual de combustibil)
- A priori (pe baza consumurilor energetice)

3.3.4.1 Determinarea η_{GA} pe baza consumului anual de combustibil

A. Cazul cazanelor cu arzător tot- nimic

* Q_E : pierderi la oprire (spre coş, prin pereți, flacără de veghe)

* q_E : coeficient de pierderi de întreținere

*Q_N: puterea utilă nominală

$$q_E = \frac{Q_E}{Q_N}$$

Puterea utilă

$$Q_U = D_C\ P_{CI}\ \eta_U$$

D_C: debitul de combustibil

η_U: randamentul util

Pci: puterea calorifică inferioară

Numărul anual de ore de funcționare

$$n_F = \frac{M_C}{D_C} \qquad n_F = n_U + n_P$$

*M_C: cantitatea de combustibil consumată anual

*n_U: numărul anual de ore de funcționare corespunzător puterii livrate AT

* n_P: numărul anual de ore de funcționare corespunzător pierderilor la oprire

*n_T: numărul total de ore din sezonul de încălzire

* n_F: numărul anual de ore de funcționare a cazanului

$$Q_E = q_E \; Q_N$$

$$Q_E\left(n_T - n_F\right) = q_E \; Q_N\left(n_T - n_F\right) = n_P \; Q_U$$

$$n_U = n_F - n_P$$

$$n_P = q_E \frac{Q_N}{Q_U}\left(n_T - n_F\right)$$

$$\eta_{GA} = \frac{n_U \; Q_U}{n_F \; \dfrac{Q_U}{\eta_U}} = \eta_U \frac{n_U}{n_F}$$

$$\eta_{GA} = \eta_U \frac{n_U}{n_F} = \eta_U\left(1 - \frac{n_P}{n_F}\right)$$

$$\eta_{GA} = \eta_U\left[1 - q_E \frac{Q_N}{Q_U}\left(\frac{n_T - n_F}{n_F}\right)\right]$$

$$n_F \approx n_U \;\; \eta_{GA} = \eta_U \frac{1}{1 + q_E\left(\dfrac{n_T}{n_F} + 1\right)}$$ relația Dittrich

B. Cazul cazanelor cu arzător tot-nimic cu reglaj al temperaturii apei la plecare

H : indice pentru sezonul rece

S : indice pentru sezonul intermediar (intersezon)

$$\eta_{GA}^H = \eta_U^H\left[1 - q_E^H \frac{Q_N}{Q_U^H}\left(\frac{n_T^H}{n_F^H} - 1\right)\right]$$

$$\eta_{GA}^S = \eta_U^S\left[1 - q_E^S \frac{Q_N}{Q_U^S}\left(\frac{n_T^S}{n_F^S} - 1\right)\right]$$

$$n_F^H = n_F^H + n_F^S$$

$$n_T^H = n_T^H + n_T^S$$

$$\eta_{GA} = \frac{Q_U^H \; n_U^H + Q_U^S \; n_U^S}{\dfrac{Q_U^H \; n_U^H}{\eta_U^H} + \dfrac{Q_U^S \; n_U^S}{\eta_U^S}}$$

$$\eta_{GA} = \frac{n_F^H \; \eta_{GA}^H + n_F^S \; \eta_{GA}^S}{n_F^H + n_F^S}$$

C. Cazul cazanelor cu arzător tot-puțin-nimic

1: indice pentru treapta minimă a arzătorului

2: indice pentru treapta maximă a arzătorului

$$n_F = n_F^1 + n_F^2$$

n_F^1, n_F^2 : determinați pe contorul arzătorului

$$n_F^1\ D_C^1 + n_F^2\ D_C^2 = M_C$$

$$P_U^1 = D_C^1\ Pci\ \eta_U^1$$

$$P_U^2 = D_C^2\ Pci\ \eta_U^2$$

$$\eta_{GA} = \frac{n_F^1\ Q_U^1 + n_F^2\ Q_U^2 - q_E Q_N (n_T - n_F)}{n_F^1 \dfrac{Q_U^1}{\eta_U^1} + n_F^2 \dfrac{Q_U^2}{\eta_U^2}}$$

D. Cazul a două cazane funcționând în paralel (arzătoare tot-nimic)

$n_F^1 =$ numărul anual de ore de funcționare pentru cazanul 1

$n_F^2 =$ numărul anual de ore de funcționare pentru cazanul 2

$n_T^1 =$ numărul sezonier total de ore pentru cazanul 1

$n_T^2 =$ numărul sezonier total de ore pentru cazanul 2

$$n_F^1\ D_C^1 + n_F^2\ D_C^2 = M_C$$

$$\eta_{GA} = \frac{n_F^1\ Q_U^1 + n_F^2\ Q_U^2 - q_E^1 Q_N^1 (n_T^1 - n_F^1) - q_E^2 Q_N^2 (n_T^2 - n_F^2)}{n_F^1 \dfrac{Q_U^1}{\eta_U^1} + n_F^2 \dfrac{Q_U^2}{\eta_U^2}}$$

E. Randamentul global anual de exploatare în cazul cazanelor în condensație şi a celor de joasă temperatură (arzătoare tot-nimic)

$$\eta_U = \eta_C - q_R$$

se descompune sezonul de încălzire într-un număr N de intervale de durată n_{Ti}, pentru care putem considera o valoare medie a randamentului util η_{Ui}.

Pentru fiecare interval se poate defini un randament global de exploatare:

$$\eta_{Gi} = \eta_{Ui} \left[1 - q_{Ei} \frac{Q_N}{Q_{Ui}} \left(\frac{n_{Ti} - n_{Fi}}{n_{Fi}} \right) \right]$$

3.3.4.2 Randamentul global anual de exploatare determinat în funcție de necesarul de căldură

-Randamentul global anual de exploatare pentru o instalație cu cazan cu arzător tot-nimic

Se calculează cantitatea de căldură totală necesară:

$$Q_1 = \sum \frac{Q_{NEC}\ Ci}{\eta_e\ \eta_r\ \eta_d} + Q_{ACM}\ \text{(kWh)}$$

Q_{NEC}: necesarul de căldură (kWh)

Ci : coeficient de neuniformitate (intermitență)

η_e: randamentul aparatelor de încălzire

η_r: randamentul reglării

η_d: randamentul rețelei de distribuție

$$n_U = \frac{Q_1}{Q_U}$$

$$n_F = \frac{q_E\ Q_N\ n_T + Q_1}{q_E\ Q_N + Q_U}$$

$$\eta_G = \eta_U \frac{n_U}{n_F} = \eta_U \frac{q_E \frac{Q_N}{Q_U} + 1}{q_E \frac{Q_N\ n_T}{Q_1} + 1}$$

dacă $Q_N \approx Q_U$ rezultă

$$\eta_G = \eta_U \frac{q_E + 1}{q_E \frac{Q_N\ n_T}{Q_1} + 1}$$

►Cazul cazanelor cu arzător tot-nimic cu reglaj al temperaturii apei la plecare

Se determină necesarul energetic pentru fiecare lună din sezonul de încălzire

Se estimează cantitățile de căldură ce trebuie livrate în perioadele reci (Q_{1H})şi în cele de intersezon (Q_{1S}).

$$n_U^1 = \frac{Q_{1H}}{Q_U^1}$$

$$n_F^1 = \frac{q_E^1\ Q_N\ n_{T1} + Q_{1H}}{q_E^1\ Q_N + Q_U^1}$$

$$\eta_{G1} = \eta_{U1} \frac{n_{U1}}{n_{F1}}$$ pentru perioada rece

$$n_U^2 = \frac{Q_{1S}}{Q_U^2}$$

$$n_F^2 = \frac{q_E^2\ Q_N\ n_{T2} + Q_{1S}}{q_E^2\ Q_N\ + Q_U^2}$$

$$\eta_{G2} = \eta_{U2} \frac{n_{U2}}{n_{F2}}$$ pentru intersezon

Randamentul anual global este:

$$\eta_G = \frac{n_F^1\ \eta_G^1 + n_F^2\ \eta_G^2}{n_F^1\ + n_F^2}$$

Capitolul 5 SISTEME DE ABUR DE JOASĂ PRESIUNE

5.1 Generalități

Sistemele de încălzire cu abur sunt utilizate în aplicații foarte diverse în domeniul rezidențial (aplicații pentru sisteme de microclimat interior- încălzire, climatizare, etc), în domeniul industrial (industria alimentară, chimie, fabricatie de pneuri, farmacie, etc) şi de asemenea în domeniul medical.

Aburul poate fi utilizat ca:

►agent purtător de căldură (aburul de joasă presiune transportă căldura latentă de vaporizare, condensând în aparatele de consum), direct (prin injectare a aburului în fluide pe care le încălzeşte) sau prin intermediul schimbătoarelor de căldură;

►produs de consum, în aplicații de tip umidificare a aerului, curățare şi sterilizare, sau în

►aplicații termomecanice de producere a lucrului mecanic (motoare cu abur) sau de producere combinată a electricității şi a căldurii.

Aburul are proprietăți termodinamice favorabile pentru utilizarea ca agent termic (capacitate termică masică de aproximativ 2500 kJ/ kg). Transportul aburului în sistem, între sursa primară şi sursele finale se realizează pe baza presiunii aburului din sursa primară şi a depresiunii formate prin condensare (practic transportul se realizează datorită diferenței de presiune dintre sursa primară şi sursele finale).

Utilizare aburului în sisteme de încălzire de confort se realizează numai dacă acest mod este mai economic (dacă de exemplu există deja o rețea de distribuție abur) decât un sistem clasic cu apă caldă: principiile de funcționare ce vor fi prezentate sunt aplicabile însă tuturor sistemelor de utilizare a aburului.

Principiul de funcționare al sistemelor de transport al căldurii prin intermediul aburului este următorul: generatorul de abur încălzeşte apa din cazan la temperatură de vaporizare, aburul format pătrunde în rețeaua generală de distribuție datorită presiunii căpătate în cazan. În aparatele terminale aburul condensează, cedând căldura latentă de vaporizare căpătată în cazan. Fiecare aparat terminal este dotat cu dispozitive care împiedică ieşirea aburului – sub formă gazoasă – din aparat,

permițând doar apei (condensului) sa iasa din aparat. Condensul format este transferat (fie gravitațional, fie prin pompare, fie datorită energiei vaporilor) înapoi către cazan, unde ciclul se reia.

5.2. Sisteme de utilizare cu întoarcere gravitațională a condensului

5.2.1 Sisteme cu distribuție inferioară

Schemele prezentate în figura 5.1 reprezintă scheme de sisteme de încălzire cu întoarcere gravitațională a condensului, cu distribuție inferioară. În funcție de nivelul de amplasare al conductei colectoare de condens, putem distinge: ■A1 sistem cu conducta colectoare de condens situată deasupra nivelului de presiune din cazan (instalație), sau ■A2 sistem cu conducta colectoare de condens situată sub nivelul de presiune din cazan. Variantele sunt impuse de condițiile de montaj existente. (figura 5.1 *1: cazan de abur; 2: conductă principală de distributie abur; 3: coloană distribuție abur; 4: corp de incălzire; 4': robinet de reglare; 4": separator de condens; 5: coloană colectoare de condens; 6: conductă principală colectoare de condens; 7: separator de condens la baza coloanei, de tip sifon; 8: separator de condens intermediar, de tip sifon; 9: limitator de presiune abur (tip DSH); 10: conductă de legatură cu atmosfera; NS: nivel de siguranță, NP: nivel maxim de presiune abur, NA: nivel apă din cazan*)

La o instalație cu distribuție inferioară conductele principale de distribuție a aburului şi de colectare a condensatului sunt montate la plafonul subsolului, corpurile de încălzire şi conducta de condens fiind amplasate deasupra nivelului de siguranță NS al instalației.

Când sistemul nu funcționează (când nu se livrează abur), întreaga instalație este plină cu aer (deoarece legătura cu atmosfera este permanentă - realizată prin conducta de aerisire aflată pe conducta de colectare a condensatului).

La pornirea instalației, presiunea aburului furnizat de cazan evacuează aerul din conductă (aburul este mai uşor în raport cu aerul), prin aceeaşi conductă de aerisire şi pe la dispozitivele de aerisire ale aparatelor.

În timpul funcționării, pe măsură ce presiunea creşte, aerul este eliminat de

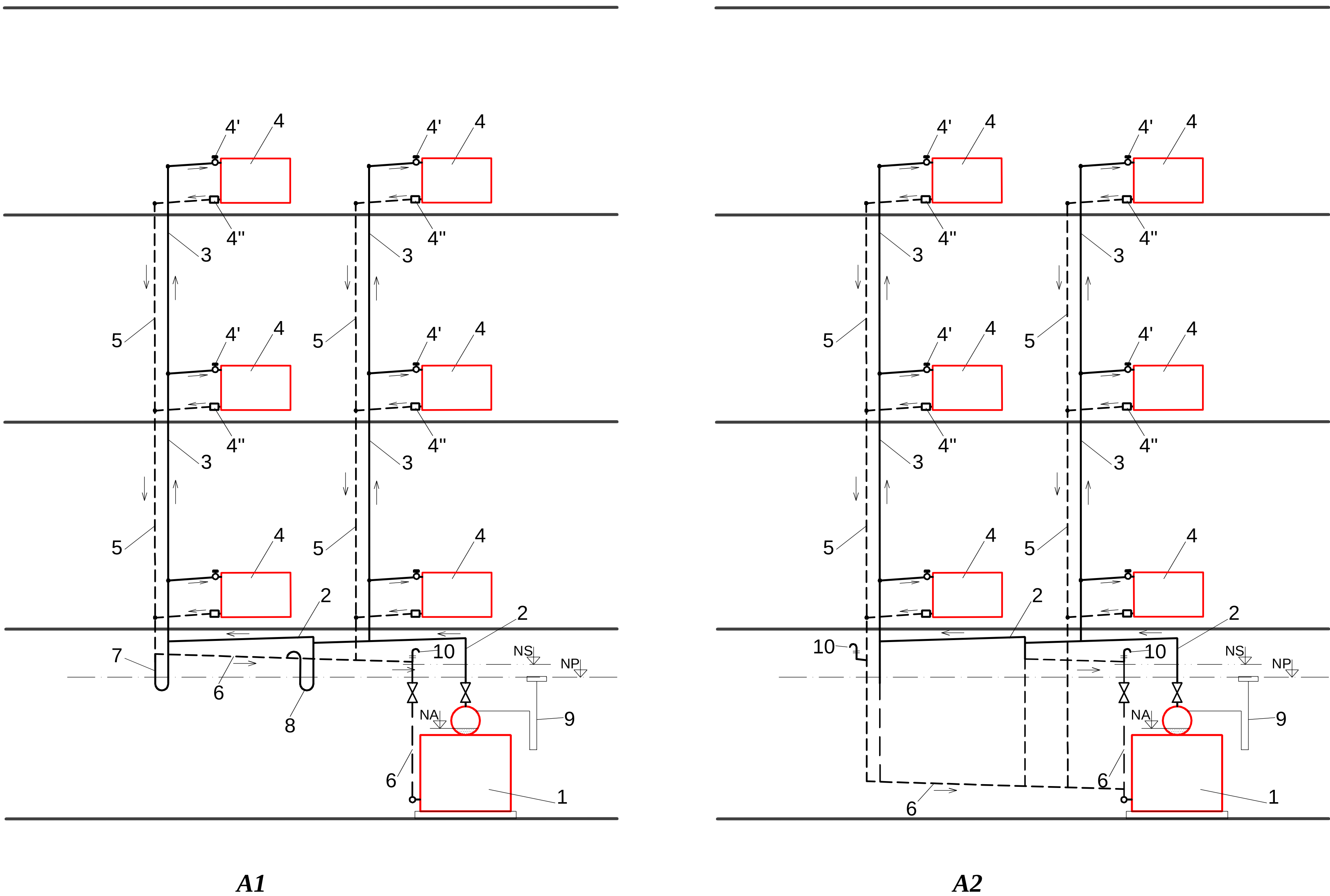


Figura 5.1. ***Sistem de incalzire cu abur de joasa presiune cu distributie inferioara: A1: instalatie cu conducta de condens neinecata; A2: instalatie cu conducta de condens inecata .***

către aburul care intră în corpurile de încălzire. Datorită cedării căldurii pentru încălzirea încăperilor, aburul condensează cedând căldura masică de vaporizare. Condensul format se elimină prin dispozitivul de separare condens amplasat la ieşirea din cazan (4''). Acest dispozitiv are rolul de a permite numai condensului sa treacă spre rețeaua de colectare (coloana 5 şi conducta principală colectoare 6).

Pentru evitarea pierderii de abur prin pătrunderea aburului viu în conducta de condens, este necesar ca la ieşirea din consumatori să se prevadă separatori de condens.

Nivelul de presiune NP al instalației este determinat de presiunea de regim din cazan. Când instalația este rece, nivelul apei din cazan corespunde nivelului apei din conducta de întoarcere a condensatului datorită legăturii cu atmosfera. La presiunea de regim a cazanului, nivelul apei din conducta de condens ajunge la nivelul de presiune NP, adică la o diferență, față de nivelul apei din cazan, echivalentă cu presiunea de regim.

Nivelul de siguranță al instalației NS se ia cu $200 \div 300$ mm deasupra nivelului de presiune.

Conductele de distribuție a aburului se montează cu pante de $3 \div 5\%$ în direcția de alimentare, astfel circulația aburului şi a condensatului format pe conducte să fie în acelaşi sens; în caz contrar se pot forma dopuri de apă care, împinse de presiunea aburului produc zgomote supărătoare. Problema rezolvării corecte a eliminării condensatului format în conducta de abur are importanță deosebită nu numai în ceea ce priveşte apariția zgomotelor, dar şi pentru evitarea blocării alimentării cu abur a unora din consumatori prin umplerea cu apă a conductei respective. În scopul eliminării condensatului format pe conducta de abur, la capetele ramurilor de distribuție a aburului şi la ruperile de pantă, se prevăd separatoare de condens.

Funcționarea instalației de încălzire cu abur de joasa presiune se bazează pe efectul motor creat de diferența de presiune între cazan (presiunea maximă din cazan fiind limitată superior printr-un dispozitiv de tip DSH sau supapă de siguranță) şi consumatori.

Instalația este umplută cu apă până la nivelul maxim din cazan (din doma

cazanului). Se pune în funcțiune arzătorul cazanului, apa din cazan se încălzeşte, şi aburul se separă de apă prin suprafața de vaporizare. Intrarea în regim termic a cazanul poate fi făcută cu robinetul de ducere închis (pentru a se accelera punerea în regim a acestuia). La atingerea presiunii necesare robinetul este deschis progresiv, până la atingerea regimului nominal (respectiv a presiunii nominale) în sistem. Aburul pătrunde prin conducta principală de distribuție 2, prin coloanele de distribuție 3, înlocuind aerul din instalație (acesta se adună la parte inferioară de unde este evacuat prin conducta de aerisire 10). Aburul în circulație prin sistem întâlneşte suprafețele reci ale conductelor, respectiv pe cele ale aparatelor terminale: o parte din abur condensează pe traseu (în rețeaua de distribuție). Condensul format trebuie evacuat deoarece prezenta apei poate genera fie zgomote nepermise fie micşorări ale secțiunii de trecere şi deci ale debitelor de abur. În punctele de colectare special concepute, prin sifoanele de condensat cu gardă hidraulică – 7 şi 8- este evacuat condensul înspre conducta colectoare 6. Mărimea gărzii hidraulice a sifoanelor este impusă de diferența de presiune între conducta de abur 2 si conducta de condens 6.

În consumatorii 4, aburul cedează căldura către suprafața de schimb, transformându-se în condens. Condensul format este evacuat (gravitațional) prin separatoarele de condens special amplasate pentru a nu permite aburului să pătrundă în conducta colectoare de condens şi de aici spre exterior, prin conducta de aerisire.

La oprirea sistemului, tot aburul va condensa şi va fi canalizat spre cazan prin rețeaua de condens: locul aburului va fi luat de aer, care va intra prin conducta de aerisire 10 în sistem.

În cazul în care conducta de colectare a condensatului se montează sub nivelul de presiune cazan, separarea aburului de condens se face la nivelul planului de presiune din instalație, nemaifiind nevoie de sifoane de evacuare a condensului (figura 5.1A).

5.2.2 Sisteme cu distribuție superioară

Schemele prezentate în figura 5.2 reprezintă scheme de sisteme de încălzire cu întoarcere gravitațională a condensului, cu distribuție superioară. În funcție de nivelul de amplasare al conductei colectoare de condens 7, putem avea:

◙ B1 sistem cu conducta colectoare de condens situată deasupra nivelului de presiune din cazan (instalație), sau ◙ B2 sistem cu conducta colectoare de condens situată sub nivelul de presiune din cazan. Variantele sunt impuse de condițiile de montaj existente (figura 5.2 *1: cazan de abur; 2: coloană principală de distribuție abur; 3: conductăa principală orizontală de distribuție abur; 4: coloană de distribuție abur; 5: corp de incălzire; 5': robinet de reglare; 5": separator de condens; 6: coloană colectoare de condens; 7: conductă principală colectoare de condens; 8: separator de condens de tip sifon; 9: separator de condens intermediar, de tip sifon; 10: limitator de presiune abur (tip DSH); 11: conductă de legatură cu atmosfera; NS: nivel de siguranță, NP: nivel maxim de presiune abur, NA: nivel apă din cazan*).

Ca şi în cazul sistemelor precedent prezentate, necesitatea separării conductelor principale de distribuție a aburului şi de colectare a condensatului, aflate la presiuni diferite, face ca în cazul conductei ‚neînecate' de condens să fie nevoie să se amplaseze sifoane de separare la punctele de racordare. În cazul conductei înecate separarea se face direct prin 'perna' de apă aflată la baza coloanelor 6.

Racordarea coloanelor de distribuție abur la conductele orizontale de distribuție se face în ‚pipă', pe la partea superioară, pentru a nu fi antrenat condensat pe coloanele de alimentare ale consumatorilor.

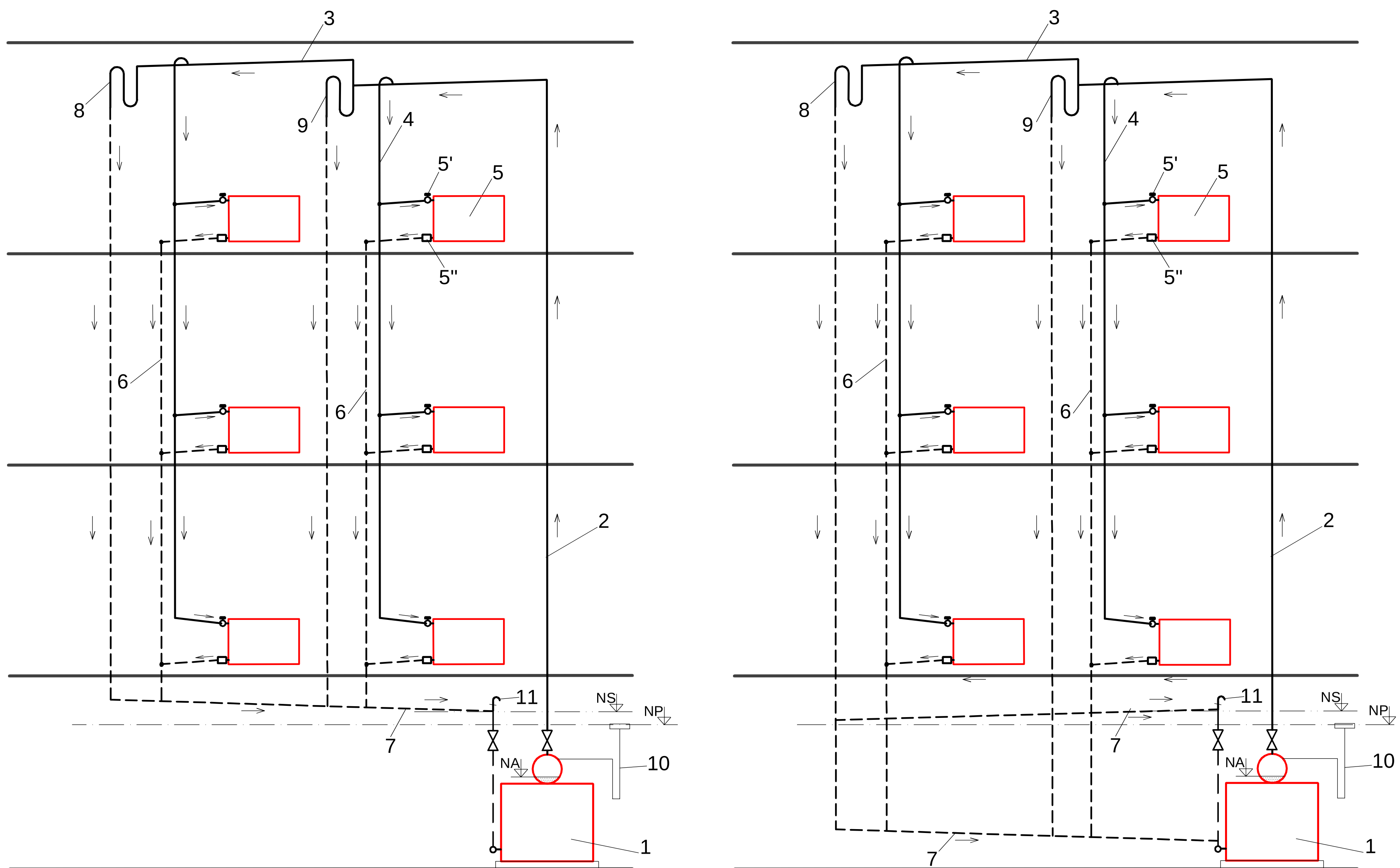


Figura .5.2. Sistem de incalzire cu abur de joasa presiune cu distributie superioara: B1: instalatie cu conducta de condens neinecata; B2: instalatie cu conducta de condens inecata .

5.3 Centrale termice de producere a aburului de joasă presiune

Centrală termică pentru producerea aburului de joasă temperatură, cu două cazane cu funcționare în cascadă, cu alimentare cu condensat prin pompare.

Schema din figura 5.3 prezintă o centrală termică care produce abur de joasă presiune. (Figura 5.3 *Cz: cazan; Az: arzător; Rcz: regulator cazan; RC: regulator baterie de cazane; Spa: detector de presiune abur; Sda: detector debit abur; Ss: detector de salinitate; PL: detector de presiune de lucru; PS: detector de presiune de siguranță; NL: detector de nivel apă de lucru; NS: detector de nivel apă de siguranță; Vrd: vană de reglare debit abur; Va: vană de alimentare cazan; Vp: vană de purjare; Pcd: pompă de alimentare cu condensat; Rcd: rezervor condensat; Ta: grup de tratare a apei de alimentare; Vad: vană de adaos apă alimentare; RN: regulator de nivel apă în Rcd; AS: avertizor sonor; ab: abur joasă presiune; cd: condens returnat din sistem; aa: apă de alimentare.*)

Cazanele sunt racordate în paralel, conducerea bateriei de cazane se face în cascadă. Regulatoarele cazanelor îndeplinesc mai multe funcții:

- menținerea presiunii necesare a aburului produs de cazan, realizată prin acțiune asupra arzătorului cazanului (regulatorul stabileşte treapta de funcționare a arzătorului sau oprirea acestuia), în funcție de mărimea diferenței între presiunea aburului din cazan şi valoarea presiunii impuse de regulatorul central (valoarea presetată a presiunii).
- menținerea nivelului necesar al apei din cazan, realizată prin acțiune asupra vanei de alimentare motorizate Va şi asupra pompei de alimentare Pcd (regulatorul comandă alimentarea cu apă a cazanului, prin acțiune asupra vanei cu două cai motorizate Va şi prin pornirea pompei de alimentare Pcd la atingerea nivelului minim de lucru sesizat de detectorul de nivel apă din cazan (NL); la atingerea nivelului maxim de lucru, pompa este oprită şi vana închisă).
- controlul debitului de abur produs de cazan (limitarea superioară a debitului de abur produs prin acțiune asupra vanei Vrd, în funcție de debitul detectat prin sesizorul Sda).

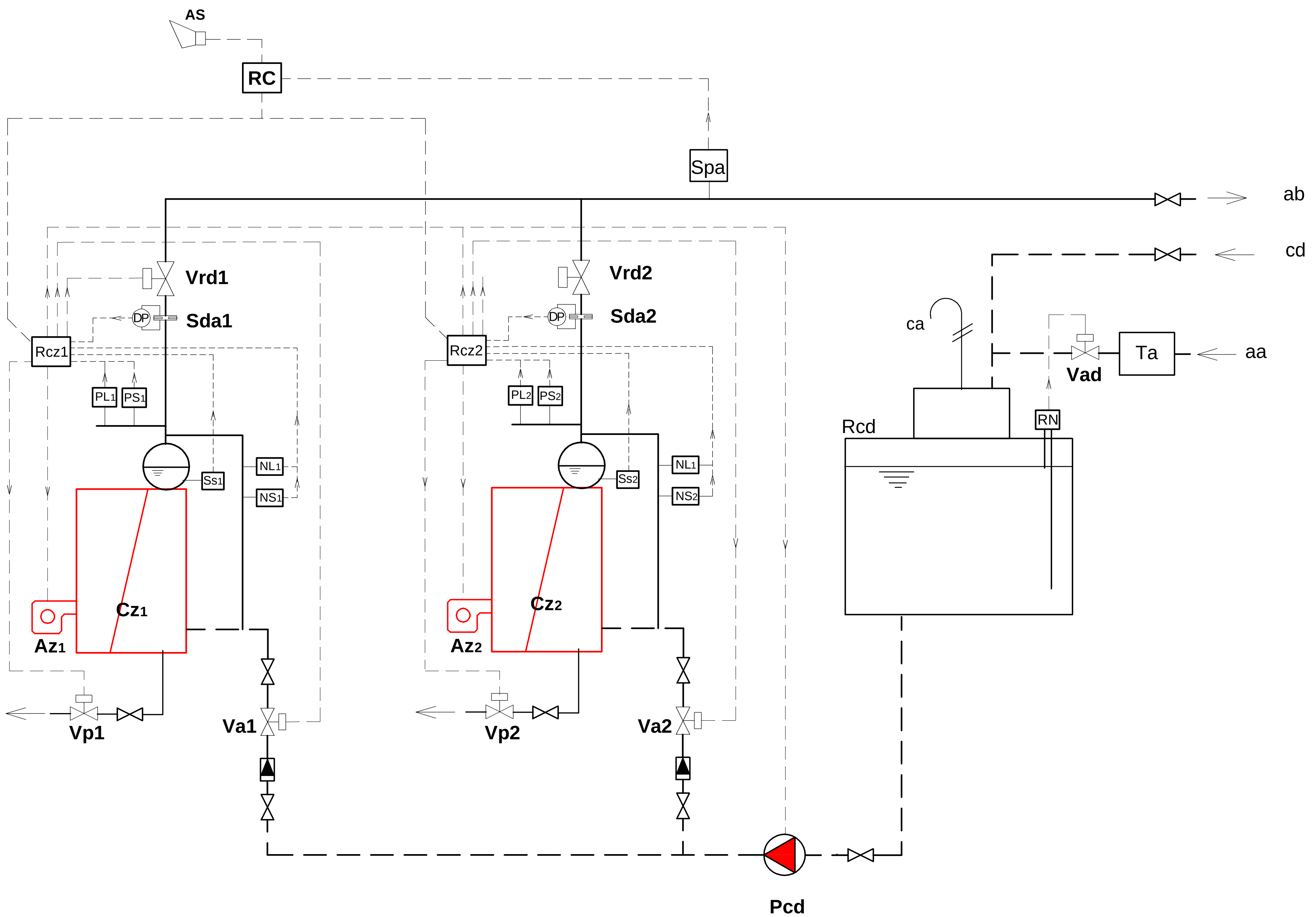


Figura 5.3. Centrala termica de abur de joasa presiune cu alimentare prin pompare.

- asigurarea cazanului împotriva presiunilor prea mari (regulatorul cazanului întrerupe alimentarea cu combustibil a arzătorului la depăşirea presiunii de siguranță prescrise).
- asigurarea cazanului împotriva funcționării cu nivel de apă prea scăzut (la atingerea nivelului minim de siguranță, sesizat de detectorul de nivel NS, regulatorul cazanului comandă pornirea pompei Pcd, deschiderea vanei de alimentare Va şi semnalizează atingerea acestui nivel. Daca nivelul de pericol este atins, regulatorul cazanului întrerupe alimentarea cu combustibil a cazanului – rearmare manuală-, şi semnalizează atingerea acestui nivel).
- purjarea automată a cazanului (la atingerea concentrației limită a sărurilor minerale din apa din cazan- detectată prin senzorul Ss- regulatorul comandă evacuarea unei cantități prestabilite de apă din cazan).

Regulatorul Rc are rolul de a menține presiunea cerută de sistem, acționând (prin intermediul regulatoarelor Rcz) asupra cazanelor (prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora), în funcție de diferența între presiunea necesară a aburului şi presiunea realizată de bateria de cazane (sesizată de detectorul de presiune Spa).

Alimentarea cu apă de adaos se realizează direct în rezervorul de condensat, prin acțiunea nivostatului RN asupra vanei de adaos Vad, în funcție de nivelul apei din rezervor.

BIBLIOGRAFIE:

[1] ***, “Ghid privind criteriile de performanță ale cerințelor de calitate conform legii nr. 10/1995 privind calitatea în construcții pentru instalațiile de încălzire centrală” (Indicativ: GT 060 - 03).

[2] ***, „Normativ pentru proiectarea şi executarea instalațiilor de încălzire centrală” (Indicativ: I 13 - 02).

[3] ***, Normativ privind calculul coeficientului global de izolare termică la clădiri de locuit. (Indicativ C 107/1-97).

[4] ***, „Ghid pentru calculul performantelor termotehnice ale clădirilor de locuit” (Indicativ C 107/4-97).

[5] ***, SR 1907/1, 2 -97 *"Instalații de Încălzire. Necesarul de căldură de calcul".*

[6] *,** *Manualul de Instalații – Încălzire*, Editura ARTECNO Bucureşti, 2002

Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985

[7] ***, Normativ pentru calculul coeficientului global de izolare termica la clădiri cu alta destinație decât cele de locuit. (Indicativ C 107/2-97).

[8] ***, Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor. (Indicativ C 107/3-1997).

[9] ***, Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții in contact cu solul. (Indicativ C 107/5-97)

[10] ***, Sisteme de încălzire a clădirilor. Metoda de determinare a necesarului de căldură de calcul. (SR EN 12831- 2004, Indice de clasificare G 83).

[11] ***, Performanta termica a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzire. (SR EN ISO 13790- 2005, Indice de clasificare G 06).

[12] ***, Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală. (Indicativ: I 13/1 - 02).

[13] E. Dimitriu-Vâlcea, N. Bârligă, *Îndrumător de proiectare în fizica construcțiilor*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1976.

[14] H. Asanache, V. Demir, F. Delia, *Higrotermica clădirilor. Aplicații*, Ed. Matrix Rom, Bucureşti, 2000.

[15] I. Sârbu, F. Kalmar, *Optimizarea energetică a clădirilor,* Editura MATRIX ROM, Bucureşti, 2002

[16] N. Niculescu, M.Ilina, s.a., *Instalații de încălzire şi rețele termice, Ed.*

[17] Jacques Bouteloup, M. Le Guay et J.E. Ligen, ***Climatisation - Conditionnement d'air - Tome 1- Traitement de l'air***, Les éditions parisiennes (EDIPA) , Janvier 1996 ; ISBN10 : 2-86243 039-0 ; ISBN13 : EAN13 : 9782862430393

[18] Jacques Bouteloup ***Climatisation - Conditionnement d'air -Tome 2 - Production de chaud et de froid,*** Les éditions parisiennes (EDIPA) , Janvier 1997 ; ISBN10 : 2-86243-041-2 ;ISBN13 : 978-2-86243-041-6 ; EAN13 : 9782862430416

[19] Jacques Bouteloup, M. Le Guay et J.E. Ligen, ***Climatisation - Conditionnement d'air - Volume 3.1 - Distribution des fluides*** *– initiation a la mecanique des fluides et a la thermodinamique*, Les éditions parisiennes (EDIPA) , Novembre 2002

[20] Jacques Bouteloup, M. Le Guay et J.E. Ligen, ***Climatisation - Conditionnement d'air - Volume 3.2 - Distribution des fluides - Hydraulique et aéraulique***, Les éditions parisiennes (EDIPA) , Novembre 2002 ; ISBN10 : 2-86243-062-5 ;ISBN13 : 978-2-86243-062-1 ; EAN13 : 9782862430621

[21] Jacques Bouteloup, M. Le Guay et J.E. Ligen, ***Climatisation - Conditionnement d'air - Tome 4 - Les systèmes,*** Les éditions parisiennes (EDIPA), Janvier 1998 ; ISBN10 : 2-86243-044-7; ISBN13 : 978-2-86243-044-7 ; EAN13 : 9782862430447

[22] Jacques Besse, Francis Candas, Patrick Delpech et Eric Denieul ***Réglage des distributions de chauffage*** - Les éditions parisiennes (EDIPA) Septembre 1998 ; ISBN10 : 2-86243-046-3 ; ISBN13 : 978-2-86243-046-1 ;EAN13 : 9782862430461

[23] Michel Raoult et Collectif Editions Parisiennes ***La vapeur - mode d'emploi*** *- Réseaux thermiques et équipements sous pression,* - Les éditions parisiennes (EDIPA) Mai 2004- ISBN10: 2-86243-066-8; ISBN13: 978-2-86243-066-9; EAN13: 9782862430669

[24] Jean-Claude Hamy ***Chauffage à eau chaude - Mise en oeuvre et pathologies des générateurs*** - Les éditions parisiennes (EDIPA) Novembre 2002 – ISBN10: 2-86243-055-2; ISBN13: 978-2-86243-055-3; EAN13: 9782862430553

[25] Philippe Année ***REGULATION Chauffage-ECS Ventilation Conditionnement d'air*** *Par: DAVY de VIRVILLE*: 2004 N° ISBN: 2 86 243 072 2

[26] FRIDMANN Pierre Année ***Plancher chauffant et raîfraichissant (LE) Réglementation, dimensionnement, mise en oeuvre, réglage.*** Par: 2003 N° ISBN: 2-86243-065-X**.**

[27] FRIDMANN Pierre Année ***Equilibrage thermo-hydraulique des installations de chauffage*** : 1989 N° ISBN: 2 86 243 025-0.

[28] Brumbaugh James *Audel HVAC Fundamentals: Volume 1: Heating Systems, Furnaces and Boilers (Paperback)* Publisher: John Wiley and Sons, Inc. (Trade); 4 edition (Feb 13 2004) ISBN: 0764542060 Paperback: 720 pages

[29] Brumbaugh James *AudelHVAC Fundamentals: Volume 2: Heating System Components, Gas and Oil Burners, and Automatic Controls (Paperback)* Publisher: John Wiley and Sons, Inc. (Trade); 4 edition (Jun 18 2004) ISBN: 0764542079

[30] Brumbaugh James *AudelHVAC Fundamentals: Volume 3: Air Conditioning, Heat Pumps and Distribution Systems (Paperback)* Publisher: John Wiley and Sons, Inc. (Trade); 4 edition (Jul 23 2004) ISBN: 0764542087 Paperback: 696 pages

[31] *HVAC Controls: Operation and Maintenance* Publisher: Taylor and Francis; 3 edition (Nov 30 2001) ISBN: 0824709225 Hardcover: 339 pages Hardcover: 217 pages.

[32] B.S. Dhillon *HVAC Maintenance and Operations Handbook* Publisher: Taylor and Francis; ISBN: 0849372437.

[33] Gladstone John & W. David Bevit *HVAC Testing, Adjusting, and Balancing Field Manual* Publisher: McGraw-Hill; 3 edition ISBN: 0-07-024184-8 Hardcover: 480 pages.

[34] John I. Levenhagen & Donald H.Spethmann *HVAC Controls and Systems* Publisher: R.R.Donnelley&Sons Company-SUA ISBN 0-07-037509-7.

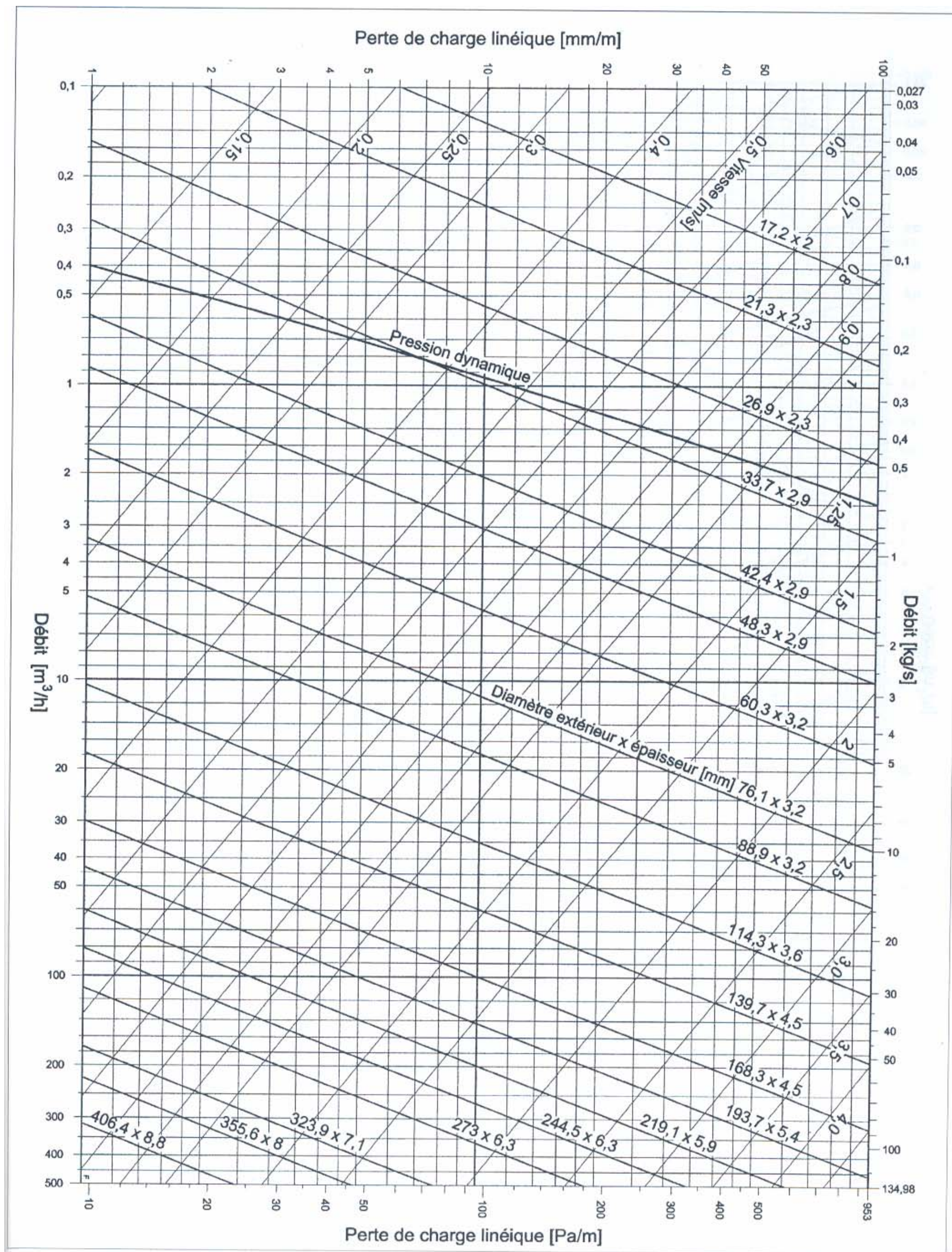
Tipul conductei		Conducte din oţel obişnuit pentru instalaţii						
Diametrul	nominal	in	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
	interior	mm	12,25	15,75	21,25	27	35.75	41,25
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5		Q	—	—	0,53	1,05	2,31	3,45
		v	—	—	0,02	0,025	0,03	0,03
1		Q	—	0,35	0,82	1,57	3,44	5,08
		v	—	0,02	0,03	0,035	0,04	0,045
1,5		Q	—	0,45	1,05	2,01	4,35	6,42
		v	—	0,03	0,035	0,045	0,05	0,06
2		Q	—	0,54	1,24	2,38	5,13	7,56
		v	—	0,035	0,045	0,05	0,06	0,07
3		Q	0,35	0,69	1,57	3	6,45	9,51
		v	0,035	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09
4		Q	0,42	0,81	1,84	3,52	7,58	11,2
		v	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1
5		Q	0,47	0,92	2,08	4	8,59	12,7
		v	0,05	0,06	0,07	0,09	0,11	0,12
6		Q	0,52	1,02	2,31	4,43	9,57	14,1
		v	0,05	0,06	0,08	0,10	0,1	0,13
7		Q	0,57	1,11	2,52	4,84	10,4	15,3
		v	0,06	0,07	0,09	0,1	0,13	0,14
8		Q	0,61	1,2	2,72	5,2	11,2	16,5
		v	0,06	0,08	0,09	0,11	0,14	0,15
9		Q	0,65	1,28	2,91	5,57	12	17,7
		v	0,07	0,08	0,10	0,12	0,15	0,16
10		Q	0,69	1,36	3,09	5,91	12,7	18,7
		v	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,17
15		Q	0,87	1,71	3,87	7,42	15,8	23,5
		v	0,09	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22
20		Q	1,02	2	4,54	8,69	18,6	27,6
		v	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,26
30		Q	1,28	2,52	5,69	10,9	23,3	34,1
		v	0,13	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32
40		Q	1,5	2,95	6,72	12,7	27,1	39,8
		v	0,16	0,19	0,24	0,28	0,34	0,36
50		Q	1,7	3,35	7,56	14,3	30,6	44,9
		v	0,18	0,22	0,26	0,3	0,38	0,42
60		Q	1,9	3,7	8,37	15,8	33,6	49,8
		v	0,2	0,24	0,3	0,34	0,42	0,46
80		Q	2,21	4,33	9,76	18,6	39,2	57,9
		v	0,24	0,28	0,34	0,4	0,48	0,55
100		Q	2,49	4,92	11	20,9	44,1	65,1
		v	0,26	0,32	0,38	0,44	0,55	0,6
120		Q	2,74	5,41	12,2	23	48,6	71,6
		v	0,28	0,34	0,42	0,5	0,6	0,65
160		Q	3,19	6,32	14,2	26,7	56,6	83,3
		v	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75
200		Q	3,61	7,14	15,9	30,1	63,8	93,5
		v	0,38	0,46	0,55	0,65	0,8	0,85
240		Q	3,98	7,84	17,6	33,1	70,5	103
		v	0,42	0,5	0,6	0,72	0,85	0,95
300		Q	4,5	8,86	19,8	37,6	79,3	116
		v	0,46	0,55	0,7	0,8	0,95	1,1

Tipul conductei		Conducte din oţel obişnuit pentru instalaţii					
Diametrul	nominal	mm	57·3	70·3,5	76·3,5	89·3,5	95·3,5
	interior	mm	51	63	69	82	88
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]					
1		2	3	4	5	6	7
0,5		Q	6,33	11,4	14,4	22,7	27,1
		v	0,035	0,045	0,045	0,05	0,05
1		Q	9,41	16,9	21,5	33,7	40,1
		v	0,06	0,06	0,07	0,08	0,08
1,5		Q	11,9	21,3	27	42,1	50,2
		v	0,07	0,08	0,09	0,1	0,1
2		Q	14	25	31,7	49,4	58,8
		v	0,08	0,1	0,1	0,11	0,12
3		Q	17,4	31,3	40,1	62	73,7
		v	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
4		Q	20,5	36,6	46,6	72,6	86,5
		v	0,12	0,14	0,15	0,17	0,17
5		Q	23,1	41,4	52,8	82,1	97,7
		v	0,14	0,16	0,17	0,19	0,2
6		Q	25,6	45,9	58,3	91,8	108
		v	0,15	0,18	0,19	0,2	0,22
7		Q	27,9	50	63,3	98,9	117
		v	0,16	0,19	0,2	0,22	0,24
8		Q	30,1	53,7	68,6	106	127
		v	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
9		Q	32,1	57,4	73,3	113	134
		v	0,19	0,22	0,24	0,26	0,28
10		Q	34	61,1	77,3	120	142
		v	0,2	0,24	0,24	0,28	0,28
15		Q	42,9	75,9	96,5	149	178
		v	0,26	0,3	0,3	0,34	0,36
20		Q	50	88,5	112	174	207
		v	0,3	0,34	0,36	0,4	0,42
30		Q	61,9	110	139	216	257
		v	0,36	0,42	0,44	0,5	0,5
40		Q	72,4	128	163	252	299
		v	0,42	0,5	0,5	0,6	0,6
50		Q	81,2	144	182	284	336
		v	0,48	0,55	0,6	0,65	0,7
60		Q	89	158	202	313	370
		v	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
80		Q	104	185	236	365	430
		v	0,6	0,7	0,75	0,85	0,95
100		Q	117	208	264	408	483
		v	0,7	0,8	0,85	0,95	1
120		Q	129	229	269	449	531
		v	0,75	0,85	0,95	1	1,1
160		Q	150	266	337	520	617
		v	0,9	1	1,1	1,2	1,2
200		Q	169	299	379	584	693
		v	1	1,1	1,2	1,3	1,4
240		Q	185	329	417	643	763
		v	1,1	1,3	1,3	1,5	1,5
300		Q	208	369	467	722	855
		v	1,2	1,4	1,5	1,7	1,7

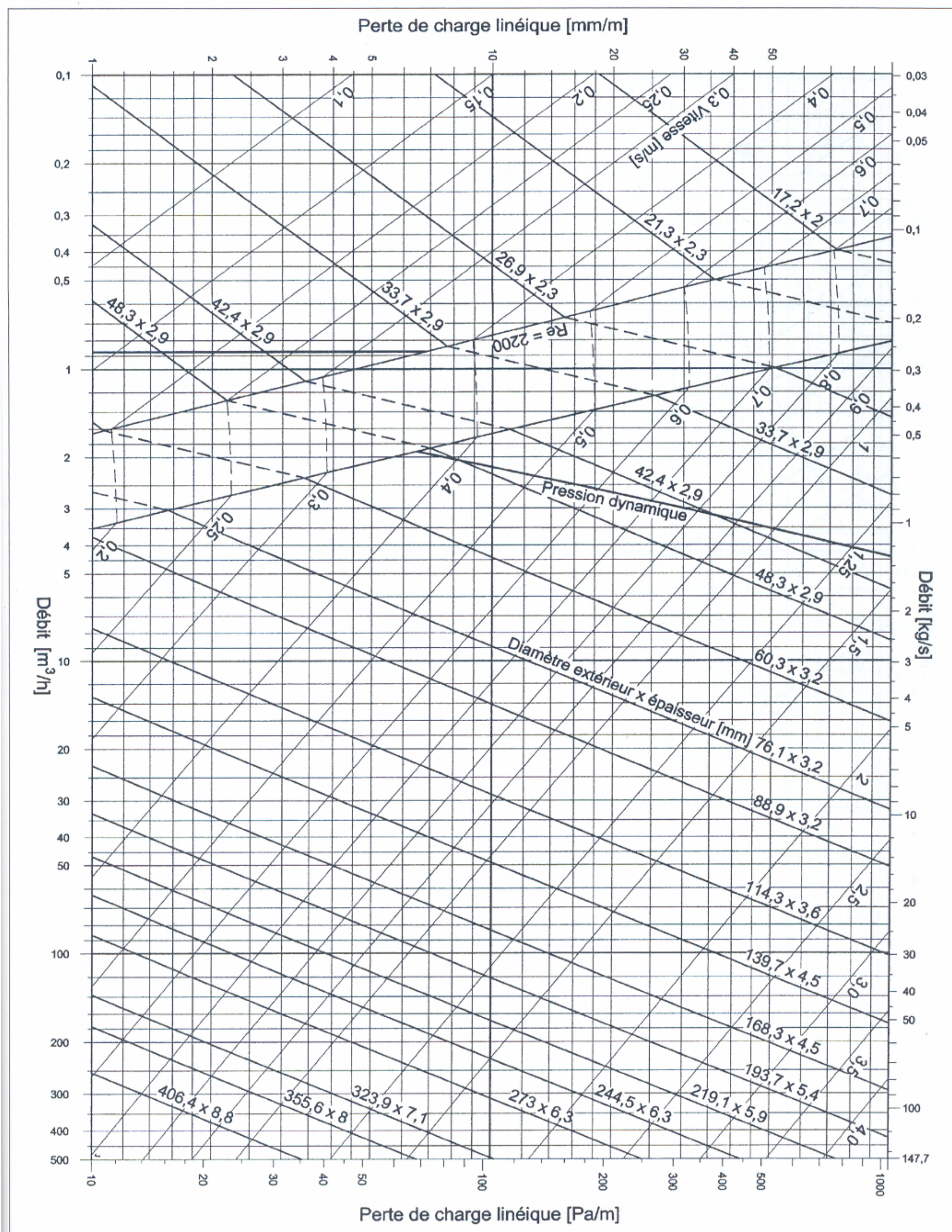
ANEXA 1.1 Tabel de pierderi liniare unitare de sarcină pentru conducte din oțel pentru apă la $\Delta\theta$=20 K.

Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații						
Diametrul	nominal	mm	108·4	121·4	133·4	146·4,5	159·5	194·7
	interior	mm	100	113	125	137	149	180
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5		Q	39	53,4	70,1	89,9	115	187
		v	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09
1		Q	57,4	78,4	103	131	169	267
		v	0,09	0,1	0,1	0,11	0,12	0,13
1,5		Q	72	98,4	129	165	210	343
		v	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,17
2		Q	84,4	115	151	193	248	400
		v	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,19
3		Q	105	144	189	241	308	500
		v	0,16	0,18	0,19	0,20	0,22	0,24
4		Q	123	169	220	281	359	585
		v	0,19	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28
5		Q	141	191	249	319	407	659
		v	0,22	0,24	0,24	0,26	0,28	0,32
6		Q	156	209	279	352	445	727
		v	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,36
7		Q	169	229	301	383	484	787
		v	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,38
8		Q	181	245	323	410	516	844
		v	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,4
9		Q	192	262	343	436	547	898
		v	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,44
10		Q	202	278	363	462	580	950
		v	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,46
15		Q	253	344	450	576	734	1186
		v	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,55
20		Q	298	401	524	669	855	1372
		v	0,46	0,5	0,55	0,55	0,6	0,65
30		Q	367	497	652	827	1057	1698
		v	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
40		Q	428	579	762	962	1221	1965
		v	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,95
50		Q	480	651	856	1083	1372	2221
		v	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,1
60		Q	528	716	937	1186	1511	2442
		v	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,2
80		Q	614	833	1086	1384	1768	2826
		v	0,95	1	1,1	1,2	1,2	1,4
100		Q	691	935	1221	1547	1977	3175
		v	1,1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
120		Q	759	1028	1337	1710	2175	3477
		v	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7
160		Q	881	1198	1558	1977	2512	4036
		v	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8	1,9
200		Q	987	1337	1744	2221	2826	4536
		v	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2,2
240		Q	1084	1465	1919	2442	3105	4978
		v	1,7	1,8	1,9	2	2,2	2,4
300		Q	1209	1651	2151	2733	3477	5582
		v	1,9	2	2,2	2,2	2,4	2,6

ANEXA 1.1 Tabel de pierderi liniare unitare de sarcină pentru conducte din oțel pentru apă la $\Delta\theta$=20 K. (continuare)



ANEXA 1.2 Diagramă de pierderi liniare unitare de sarcină pentru conducte din oțel (rugozitate absolută ε=0,05 mm) pentru apă la 80°C



ANEXA 1.3 Diagramă de pierderi liniare unitare de sarcină pentru conducte din oțel (rugozitate absolută ε=0,05 mm) pentru soluție de glicol 40% la 9°C.

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Material Date	Coeficient de rezistență locală						
Curbe și coturi la 90°										
1	Curbe	d, r	R/d	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
			Oțel	-	0,5	0,35	0,30	0,30	0,00	0,00
			Cupru	1,00	0,35	0,20	0,15	-	-	-
			Termoplastice	Cald	0,21	0,14	-	0,11	-	0,09
				Turnate	0,51	0,30	-	0,23	-	0,18
2	Cot drept	cot drept, Ø	Diametru Φ [in]	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
			Oțel	2	2	1,5	1,5	1	1	1
			Cupru	0,7						
			Termoplastice	Cald	1,13					
				Turnate	1,27					
Teuri de trecere cu derivații la 90°										
3	La separare	v, v_1, v_2	v_2/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2	-
			Oțel	12	7	3,5	2,5	2	1	
			Cupru	1,30						
			Termoplastice	1,30						
			v_1/v	0,5				1		
			Oțel	0,5				0		
			Cupru	0,3						
			Termoplastice	0,3						
4	La împreunare	v_4, v_3, v_2	v_2/v	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	-	-
			Oțel	1	0,5	1	1,3	1,5		
			Cupru	0,9						
			Termoplastice	0,9						
			v_1/v	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	
			Oțel	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0,0	
			Cupru	0,6						
			Termoplastice	0,6						
Teuri de trecere cu derivatii la 45°										
5	La separare	v, v_1, v_2, 45°	v_2/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2	-
			Oțel	7	4	1,5	0,8	0,6	0,5	
			Cupru	0,9						
			Termoplastice	0,9						
			v_1/v	0,5				1		
			Oțel	0,5				0,0		
			Cupru	0,3						
			Termoplastice	0,4						
6	La împreunare	d,v; d_1,v_1; d_2,v_2; 45°	Oțel: d_2/d \ v_2/v	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	-	-
			0,3	0,3	0,8					
			0,4	-1	0,8	1	0,8			
			0,5	-3	0,3	0,8	0,8			
			0,7		-0,5	0,5	1	1		
			1							
			Cupru	0,4						
			Termoplastice	0,3						
			Oțel	d_1/d \ v_1/v	0,6	0,8	1			
				<1	0,3	0,3				
				1	0,5	0,3				
			Cupru	0,2						
			Termoplastice	0,2						
Teuri de trecere în contracurent										
7	La separare	v_2, v	v_2/v	0,4	0,6	0,8	1	1,3	1,5	2
			Oțel	6,5	3	1,8	1,3	1	0,8	0,5
			Cupru	1,5						
			Termoplastice	1,3						

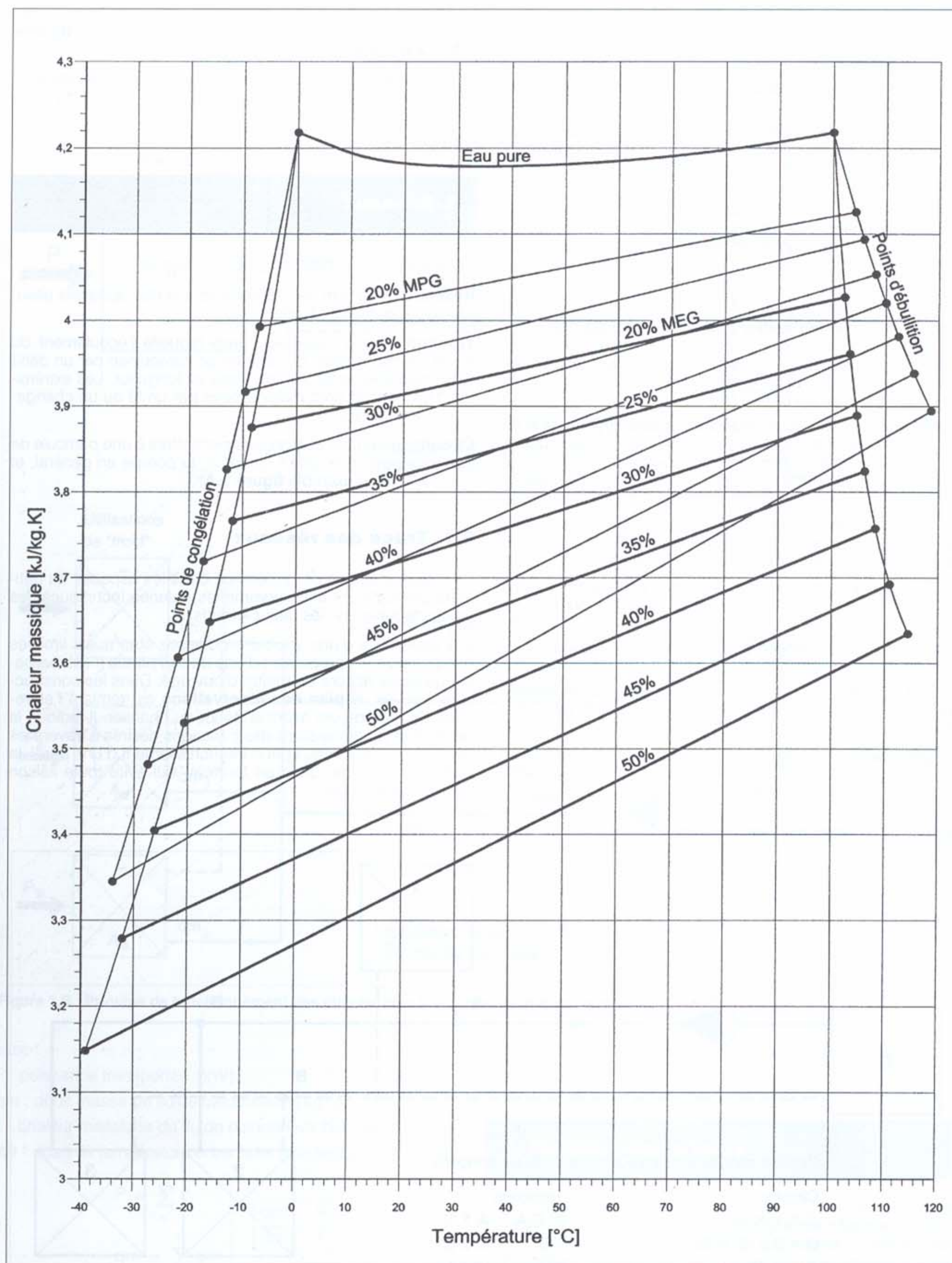
ANEXA 2.1 Tabel de coeficienți de rezistență locală ξ pentru fitinguri, armături şi aparate.

Nr.	Denumire	Simbol	Material							
8	La împreunare	d2, v2 → d,v	Oțel: v_2/v / d_2/d	0,3	0,5	0,7				
			Oțel 0,5	5	1,3	1				
			Oțel 0,7	6,5	2	1,3				
			Oțel 0,8	9	3	1,8				
			Cupru	2						
			Termoplastice	3						
Robinete și armături de sens										
9	Robinete cu ventil și scaun oblic		Diametru Φ [in]	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	>2
			Oțel	3,5	3,5	3	3	2,3	2,3	2
			Cupru	-	3,5	2,5	2	2	2	0,7
			Termoplastice	-	3,5	2,5	2	2	2	0,7
10	Robinete cu sertar		Oțel	1	1	0,5	0,5	0,3	0,3	0,3
			Cupru							
			Termoplastice	2	2	1,5	1,5	1	1	0,65
11	Robinete cu ventil și scaun drept		Oțel	10	10	7	7	5	5	4
			Cupru	10	10	8,5	7	6	5	5
			Termoplastice	10	10	8,5	7	6	5	5
12	Robinet drept de radiator		Oțel	8,5	8,5	6	6	5	5	4
			Cupru	10	10	8,5	7	6	5	5
			Termoplastice	10	10	8,5	7	6	6	5
13	Robinet colțar de radiator		Oțel	4	4	2	2	2	2	
			Cupru	2	2	2	2	2	2	2
			Termoplastice		4	2	2	2	2	3,5
14	Robinet de închidere sferic		Pentru toate materialele	0,5						
15	Schimbare de nivel (curba etaj)		Pentru toate materialele	0,5						
16	Clapetă cu ventil		Dn 20 Dn 25 la Dn 50	4,6…6 3,6…5						
17	Clapetă de sens		D_n [mm] ξ	25 2,5	40 2,5	50 1,9	100 1,2	200 1,0		
18	Distribuitor		Pentru toate materialele	0,5						
19	Colector		Pentru toate materialele	1						
20	Lira de dilatare		Pentru toate materialele	1						
21	Compensator axial		Pentru toate materialele	2						
22	Supapă de siguranță		Pentru toate materialele	5						
23	Cazan			2,5						
24	Corp de încălzire radiant			2,5						
25	Corp de încălzire cu plăci			3,5						
26	Racorduri de rezervoare		Intrare	1						
			Ieșire	0.5						

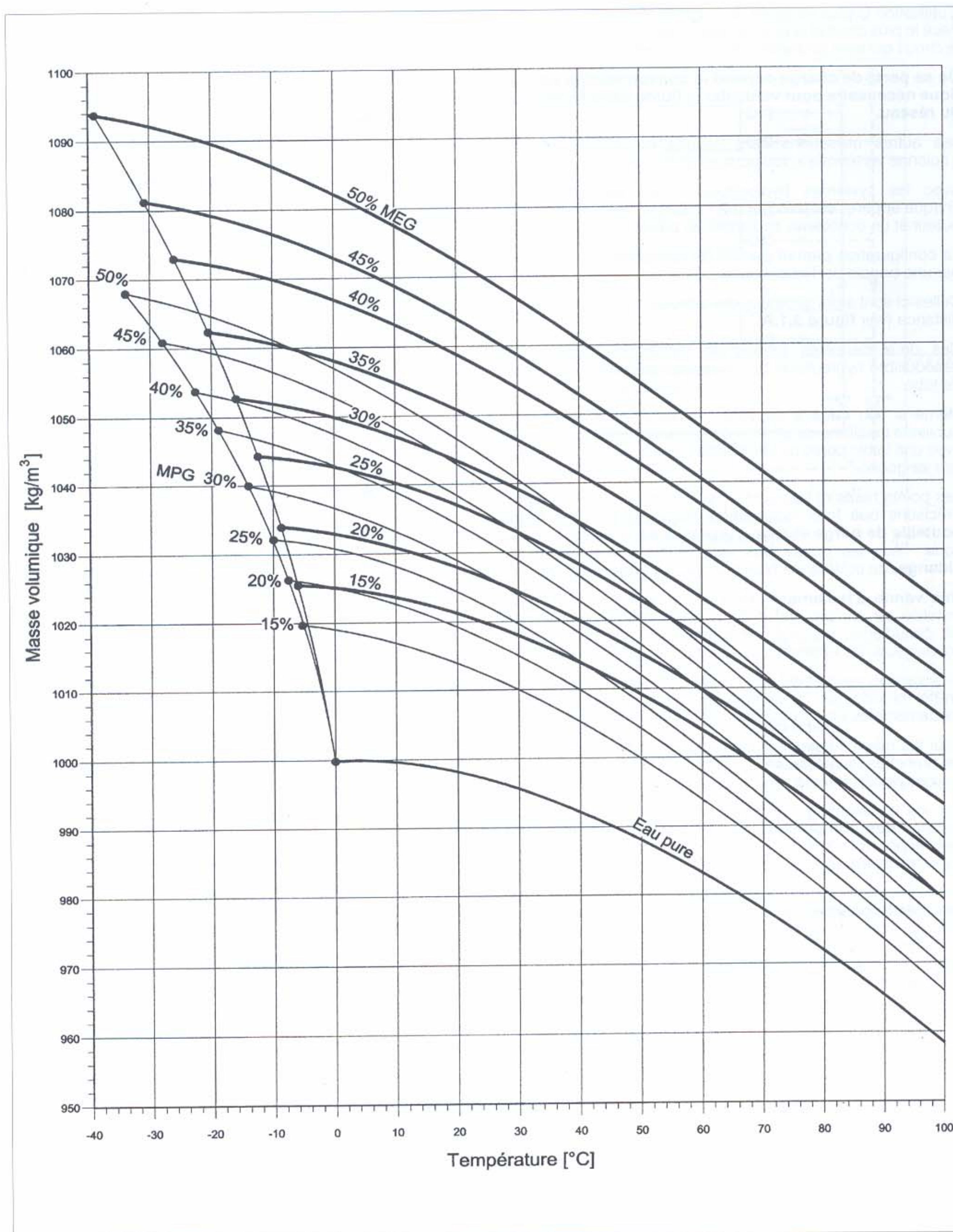
ANEXA 2.1 Tabel de coeficienți de rezistență locală ξ pentru fitinguri, armături și aparate. (continuare)

Types	DN Filetage	15 1/2	20 3/4	25 1	32 1 1/4	40 1 1/2	50 2	65 2 1/2	80 3	100 4	125	150	200
Robinet à tournant sphérique (Passage réduit)		2,6	3,8	1,2	1,7	1,0	1,3				0,16	0,11	0,17
Robinet à tournant sphérique (Passage intégral)		0,14	0,14	0,12	0,09	0,09	0,48 0,10	0,32	0,12	0,12			
Robinet à soupape droite		5,0	6,2	6,2	7,9	5,8	7,0	5,9	5,1	6,5	5,7	5,8	5,2
Robinet à soupape inclinée (de réglage)		19,6	12,2 12,2	12,8 12,8	14,2 14,2	14,1 14,1	12,4 12,4	5,2	5,1	5,8	5,2	5,8	5,0
Robinet à piston		6,1 6,1	6,8 6,9	6,2 6,2	5,9 5,9	4,8 4,8	5,4 5,4	7,7	7,4	8,2	8,1	8,4	8,6
Robinet à vanne		1,4 0,74	1,0 0,25	0,71 0,27	0,75 0,29	0,49 0,23	0,5 0,18	0,28 0,19	0,11 0,15	0,09 0,11	0,07	0,09	0,15
Robinet à papillon			6,2	1,1	2,3	3,3	1,7	0,94	0,49	0,6	0,24	0,21	0,15
Clapet de non-retour à soupape		6,7	7,4	6,2	6,2	6,7	1,5 6,7	1,8	1,3	1,7	1,8	2,0	2,1
Clapet de non-retour à battant						0,86	0,71	0,46	0,24	0,23	0,22	0,22	0,22
Filtre à crépine		5,8 4,6	5,9 3,1	5,4 3,9	6,4 4,5	6,2 3,2	6,3 2,8	6,9	6,9	8,4	8,5	9,1	8,3

ANEXA 2.2 Tabel de coeficienți de rezistență locală ξ pentru diferite armături.



ANEXA 3.1. Diagramă pentru capacitatea calorică a apei şi a soluţiilor de glicol la diferite temperaturi.



ANEXA 3.2 Diagramă pentru densitatea apei şi a soluțiilor de glicol la diferite temperaturi.